

Міністерство освіти і науки України

Національний університет водного господарства та природокористування

В. О. МАЛАЩЕНКО, В. В. НІКОЛАЙЧУК, О. Ю. ТИМЕЙЧУК

З'ЄДНАННЯ ЗМІННОЇ ЖОРСТКОСТІ

Монографія

Рівне 2020

УДК 621.814
М83

Рецензенти:

Харченко Є. В., доктор технічних наук, професор Національного університету «Львівська політехніка», м. Львів;

Сяський А. О., доктор технічних наук, професор Рівненського державного гуманітарного університету, м. Рівне;

Стрілець В. М., кандидат технічних наук, професор Національного університету водного господарства та природокористування, м. Рівне.

*Рекомендовано науково-технічною радою Національного університету водного господарства та природокористування.
Протокол № 129 від 25 лютого 2020 р.*

Малашенко В. О., Ніколайчук В. В., Тимейчук О. Ю.

М83 З'єднання змінної жорсткості : монографія. [Електронне видання]. – Рівне : НУВГП, 2020. – 97 с.

ISBN 978-966-327-452-2

Монографія присвячена актуальній задачі підвищення працездатності з'єднань машин шляхом розробки нових конструкцій з'єднань змінної жорсткості (ЗЗЖ) та обґрунтування їх раціональних параметрів.

Запропоновано нові конструкції ЗЗЖ, які захищені патентами України на винаходи. Встановлено, що при їх застосуванні в якості підвісок транспортних засобів зменшуються вібрації в машинах.

Призначена для наукових та інженерно-технічних працівників, які спеціалізуються у галузі розрахунків і проектування з'єднань. Може використовуватись у навчальному процесі студентами, аспірантами та викладачами ЗВО.

УДК 621.814

ISBN 978-966-327-452-2

© Малашенко В. О., Ніколайчук В. В.,
Тимейчук О. Ю., 2020

© Національний університет водного
господарства та
природокористування, 2020

ЗМІСТ

ВСТУП	4
1. СУЧАСНИЙ СТАН ДОСЛІДЖЕНЬ З'ЄДНАНЬ ЗМІННОЇ ЖОРСТКОСТІ (ЗЗЖ)	5
1.1. Технічні характеристики і напрямки вдосконалення конструкцій ЗЗЖ	5
1.2. Порівняльний аналіз результатів досліджень амортизаційних пристроїв	7
1.3. Огляд конструкцій ЗЗЖ	11
1.4. Узагальнення недоліків відомих пружних з'єднань і формулювання мети та задач дослідження	16
2. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЙ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ З'ЄДНАНЬ ЗМІННОЇ ЖОРСТКОСТІ	17
2.1. Основний принцип розроблення нових конструкцій ЗЗЖ	17
2.2. Конструктивні особливості нових ЗЗЖ	18
2.3. Обґрунтування основних параметрів пружних елементів з'єднань	30
2.3.1. Принципи оптимального проектування пружних елементів	30
2.3.2. Розподіл навантаження між пружними елементами	31
2.3.3. Вибір конструктивних параметрів вала	38
2.3.4. Оптимізація конструктивних параметрів пружин кручення	41
2.3.5. Визначення геометричних параметрів пружних елементів з'єднання	43
3. ОБґРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ З'ЄДНАНЬ ЗМІННОЇ ЖОРСТКОСТІ	47
3.1. Розробка методики силового розрахунку нової конструкції ЗЗЖ	47
3.2. Аналітичне визначення та кількісний аналіз зведеної жорсткості ЗЗЖ	53
3.3. Оптимізація конструктивних параметрів циліндричних пружин з регульованою жорсткістю	59
3.4. Розрахунок на міцність і жорсткість ЗЗЖ	62
3.4.1. Критерії працездатності і розрахунку деталей з'єднання	62
3.4.2. Визначення деформацій і напружень у втулці при стисненні	62
3.4.3. Силовий розрахунок втулки	65
3.4.4. Розрахунок вала з'єднання змінної жорсткості на міцність та жорсткість	68
3.4.5. Методика розрахунку деталей нової конструкції ЗЗЖ	70
4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ З'ЄДНАНЬ ЗМІННОЇ ЖОРСТКОСТІ	75
4.1. Завдання та програма експериментальних досліджень	75
4.2. Розробка, виготовлення та адаптація дослідного стенду	75
4.3. Короткий опис приладів для проведення дослідів	77
4.4. Методика проведення експериментальних досліджень і обробка отриманих результатів	78
4.5. Експериментальне визначення жорсткості ЗЗЖ	82
ВИСНОВКИ	86
ЛІТЕРАТУРА	87

ВСТУП

Технічний рівень сучасного машинобудування є визначальним чинником економічного стану держави України, тому що виробничі процеси, в різноманітних його галузях, виконують різні машини і механізми. Ефективність роботи машин і механізмів у значній мірі зумовлена параметрами та характеристиками не тільки їх ланок, а і всіх рухомих і нерухомих з'єднань. Раціональний вибір конструкцій і способів складання деталей при створенні машин і механізмів є важливою проблемою, розв'язок якої дозволяє створити та налагодити випуск конкурентноздатної техніки з новими з'єднаннями, що мають підвищені міцнісні та інші експлуатаційні характеристики.

Застосування в сучасному машинобудуванні нових ЗЗЖ, їх стан є визначальним у надійності як окремих частин машин та і цілих технічних комплексів. Тому питання, що пов'язані з подальшими дослідженнями та покращенням основних чинників роботи існуючих і створення на цій базі нових з'єднань є велими актуальними підставами для розвитку окремих технічних засобів. Це положення підтверджується тим, що на даний час існують чинники, які дещо обмежують застосування стандартних з'єднань. Ці обмеження пов'язані в першу чергу з такими визначальними показниками як їхня міцність та надійність при дії змінних у часі навантажень.

Зменшення дії наведених недоліків таких елементів машин і механізмів можна здійснювати запропонованими вченими Національного університету «Львівська політехніка» і Національного університету водного господарства та природокористування новими ЗЗЖ, що розроблені та захищені патентами України.

Внаслідок того, що технічні рішення розроблені на рівні патентів, то необхідно для практики розв'язати актуальні задачі з визначення геометричних, силових і міцнісних характеристик ЗЗЖ.

Розв'язування такої важливої проблеми вимагає ретельного вивчення існуючої літератури цього наукового напрямку з узагальненням і застосуванням відомих положень, які доведені науковцями різних країн. Це в першу чергу стосується науковців кафедри «Деталі машин» Національного університету «Львівська політехніка». Висловлюємо їм щиру подяку за допомогу під час роботи та оформленні монографії. Разом з тим, автори не претендують на повністю вичерпні дослідження наведеної проблеми, а вважають дану роботу першою спробою вивчення та дослідження основних геометричних і силових характеристик нових ЗЗЖ з метою покращення їх експлуатаційних показників.

Особлива подяка рецензентам: доктору технічних наук, професору Сяському А. О., доктору технічних наук, професору Харченку Є. В. та кандидату технічних наук, професору Стрільцю В. М., за надану допомогу та критичні зауваження, що направлені на покращення даної монографії.

1. СУЧАСНИЙ СТАН ДОСЛІДЖЕНЬ З'ЄДНАНЬ ЗМІННОЇ ЖОРСТКОСТІ

1.1. Технічні характеристики і напрямки вдосконалення конструкцій ЗЗЖ

Машини та механізми загального машинобудування складаються з багатьох деталей. Пов'язі деталей виконуються різноманітними з'єднаннями. У багатьох випадках з'єднання є дуже відповідальними елементами машин і механізмів, що визначають міцність і надійність всієї механічної системи та впливають на термін її роботи. Досвід експлуатації машин і механізмів показав, що з'єднання найбільше руйнуються внаслідок недосконалості їх конструктивних виконань. Особливо це стосується випадків роботи елементів з'єднань в умовах підвищених вібрацій, поштовхів та ударів. Тому основні вимоги, які ставляться ще під час проектування нових з'єднань, є достатня міцність їх елементів. Відтак розробка нових конструкцій, що відповідають таким постійним вимогам, є актуальною проблемою та має суттєве практичне значення. Відомо, що на поліпшення цих показників впливають, в першу чергу, конструктивні параметри елементів з'єднань, силова взаємодія між ними, розподілення навантаження між елементами, технологія їх виготовлення, тощо. Для узагальнення відомих положень і формулювання основних задач дослідження ЗЗЖ необхідно, в першу чергу, узагальнити накопичений матеріал попередніми дослідниками.

У працях Віковича І. А. [26], Гевка Б. М. [30; 31], Григор'єва А. М. [36], Гутири С. С. [37; 117], Кіндрацького Б. І. [50-56], Кузьо І. В. [62; 63], Ловейкіна В. С. [69], Малащенко В. О. [70-79], Мартинців М. П. [80], Назаренка І. І. [84-86], Сидоренка І. І. [116-119], Стрільця В. М. [44; 49; 76; 79; 129], Струтинського В. Б. [111; 130; 131], Харченка Є. В. [141-144], та інших розглядаються питання загального машинознавства, динаміки машин та різноманітних з'єднань деталей машин.

Проаналізуємо існуючі ЗЗЖ, які використовуються в машинах. До конструкцій ЗЗЖ умовно відносимо з'єднання складальних одиниць: муфт, підвісок транспортних засобів, віброізоляторів вібраційних машин, деякі типи різьбових і шпонкових з'єднань машин.

Коротко розглянемо технічні характеристики ЗЗЖ.

Жорсткість визначає пружні властивості з'єднань та є важливим чинником для динамічного розрахунку. У загальному випадку жорсткість C визначається: кутова – $C_\varphi = dT / d\varphi$, де T – обертальний момент, φ – кут закручування; лінійна – $C_\Delta = dF / d\Delta$, де F – зовнішня сила, Δ – лінійна деформація.

Характер функції визначається конструктивними особливостями з'єднання та властивостями пружних елементів.

На працездатність і вібростійкість машин позитивно впливає нелінійність з'єднань та демпфуюча здатність з'єднання, яка характеризується величиною енергії, що поглинається конструкцією під час деформації пружних елементів, внаслідок сил внутрішнього і зовнішнього тертя.

Енергоємність з'єднань характеризує їх здатність амортизувати поштовхи та удари за рахунок накопичення потенціальної енергії в пружних елементах у наслідок пружної деформації.

Коротко розглянемо технічні характеристики пружних муфт [72; 108; 109; 110].

Пружні втулково-пальцеві муфти призначені для з'єднання співвісних валів і передавання обертального моменту з пом'якшенням поштовхів чи ударів за рахунок деформації гумових втулок, які розміщені на пальцях. Допускають зміщення валів: осьове Δa до 5 мм; радіальне Δr до 0,5 мм і кутове $\Delta \beta$ до 1° [71].

Пружні муфти з гумовою зіркою призначені для з'єднання співвісних валів, що мають радіальне зміщення Δr до 0,2 мм, кутове $\Delta \beta$ до 1° , максимальна швидкість 20 м/с.

Муфти з пружною оболонкою мають високі амортизаційні та демпфувальні властивості і компенсують неспіввісність валів: осьову Δa до 6 мм, радіальну Δr до 4 мм, кутову $\Delta \beta$ до 4° .

Муфти з радіальними пакетами пружин і муфти зі сталевими стержнями мають змінну характеристику на кінцевих ділянках роботи.

Муфти зі змієподібними пружинами надійні в роботі, допускають значні зміщення осей валів: осьове до 15 мм, радіальне до 3 мм, кутове до $1,25^\circ$.

Шинно-пневматичні муфти широко застосовуються в екскаваторах, конвеєрах, шахтних підйомниках тощо. Вони регулюють величину обертального моменту, дистанційно керують роботою машини, допускають такі компенсаційні параметри: радіальне – до 3 мм, кутове – до 2° на 1 м довжини вала, осьове – до 15 мм.

Недоліки таких муфт: складність технології виготовлення, висока вартість.

Технічні характеристики деяких типів комбінованих та спеціальних муфт, які мають змінну жорсткість розглянуті в [72].

Технічні характеристики підвісок транспортних засобів і віброізоляторів вібраційних машин детально викладені в літературі [38; 57; 61; 64; 112]. Можливе застосування у них в якості пружних елементів: пружин, ресор, торсіонів, гумометалічних деталей, пневмобалонів та інших з певними жорсткістними і демпфуючими властивостями.

Технічні характеристики нарізевих і шпонкових з'єднань повно розглянуто в літературі [5; 17; 70; 76; 77; 79].

На основі проведеного порівняльного аналізу відомих конструкцій ЗЗЖ встановлено:

- конструкції з'єднань допускають зміну жорсткісних параметрів у вузькому діапазоні – порядку 3-8% від номінальних;
- демпфуючі властивості пружних елементів з'єднань мають відносно малі величини;
- неметалеві (пневматичні та гідропневматичні) елементи з'єднань мають невисоку довговічність і відносно високу вартість виготовлення;

– більшість відомих конструкцій ЗЗЖ (до 90%) не допускають регулювання жорсткісних і демпфуючих параметрів в широкому діапазоні і в автоматичному режимі.

Узагальнюючи основні недоліки з'єднань на основі результатів досліджень відомих пружних елементів змінної жорсткості та враховуючи їхню потребу для машинобудування, не важко сформулювати основні напрями їх вдосконалення. Це полягає у розробленні нових конструкцій з такими показниками:

- ширшим діапазоном зміни жорсткісних параметрів порядку 20-30%;
- більш високими демпфуючими властивостями;
- з можливим застосуванням систем автоматичного керування.

1.2. Порівняльний аналіз результатів досліджень амортизаційних пристроїв

Питання пов'язані з вивченням коливних процесів транспортних засобів і покращенням експлуатаційних властивостей амортизаційних пристроїв достатньо повно відображені в науково-технічній літературі [16; 21; 59; 110; 112]. Провідні вчені Акопян Р. А. [3], Бідерман В. Л. [16], Вахламов В. К. [20-23], Вікович І. А. [26], Кругляк М. Л. [65], Керницький І. С. [46], Ротенберг Р. В. [112], Смирнов Г. А. [121], Форнальчик Є. Ю. [139], Яценко М. М. [147] зробили вагомий вклад у розвиток теорії та розрахунків амортизаційних пристроїв. Зокрема, значний внесок у розвиток систем пневматичного підресорювання машин здійснили вчені Акопян Р. А. [3], Керницький І. С. [46].

В монографії Ротенберга Р. В. [112] розглянуті коливання автомобіля, які визвані нерівностями дороги і значно впливають на його експлуатаційні якості, середню швидкість і плавність руху; виконаний аналіз параметрів автомобіля та їх вплив на коливання.

В [38] розглянуті питання теорії гасіння коливань стосовно до підвіски автомобіля; проведений аналіз параметрів, від яких залежить характеристика амортизатора, наведені методи розрахунку і конструювання амортизаторів, а також їх випробування.

Теорія руху колісних машин розглянута Смирновим Г.А. [121]. Основи теорії плавності руху вантажних автомобілів приведені в [147]. Приведені результати експериментального визначення параметрів підресорювання вантажних автомобілів і викладені основні вимоги до елементів конструкцій підресорювання цих машин.

В [59] розглянуті питання загальної компоновки колісних машин, методи вибору і розрахунку окремих складальних одиниць і деталей, а також їх перевірочні розрахунки, з врахуванням ймовірних характеристик режимів навантажень машин.

В [61] приведені основи теорії проектування підвіски машини, методи розрахунку деталей підвіски на довговічність, а також результати експериментальних досліджень систем підресорювання.

Аналіз ефективності підресорювання корпусу і кабіни вантажного автомобіля розглянуто в працях зарубіжних авторів [148-151].

З 2000 р. в технічних виданнях вченими надруковані статті, в яких поставлені завдання застосування систем автоматичного керування підвіскою автомобіля [14; 34; 82].

В [61] на основі розробленої математичної моделі автомобіля (типу УАЗ) були розраховані основні характеристики елементів систем підресорювання. Проведений аналіз середніх квадратичних значень вертикальних віброприскорень експериментального автомобіля УАЗ повної маси в діапазоні частот 0,7-22Гц від швидкості на асфальтному, зношеному бетонному шосе і на дорозі з кам'яним покриттям. Вибору параметрів систем підресорювання багатовісного автомобіля розглянуто в [34]. Оціночними критеріями дослідження були прийняті коефіцієнти динамічності вертикальних сил в ходовій частині, хід підвіски, коефіцієнт опору амортизатора і жорсткість підвіски. Розрахунки виконувалися для гармонічного профілю опорної поверхні, одиничні виступи в формі прямокутника і трапеції (насипу). Результати розрахунків показали про необхідність зміни параметрів системи підресорювання під час руху автомобіля. Мікропрофілі доріг в кар'єрах і визначення їх ймовірних спектральних характеристик розглянуті в праці [18].

В роботі [64] наведена класифікація пружних елементів, що працюють в умовах статичного та циклічного навантаження. Запропоновано означення пружного торсійного елемента та торсіона. Розроблена класифікаційна схема стрижневих пружин. Порушено проблему проектування і технології зміцнення закручених торсійних валів незамкнутого поперечного перерізу [65].

В статті [42] розроблена методика визначення геометричних і силових залежностей попередньо навантажених торсіонів.

В [29] наведено розрахунок на жорсткість та міцність комбінованої вертикальної пружної системи у вигляді гратчастого та циліндричного торсіонів.

В [50] зроблено аналіз сучасних методів оптимізації та багатокритеріального синтезу машинобудівних конструкцій і складних технічних систем.

В [28] наведено шляхи оптимізації конструктивних параметрів вертикальної пружної системи вібраційної машини за величиною напружень, які виникають під час роботи машини.

В [52] розглянуто особливості розрахунку ресурсу роботи привідних пасів у традиційних конструкціях та в автоматично регульованих пасових передачах.

В [118] отриманий закон зміни жорсткості муфти із врахуванням її конструктивних особливостей. Проведений порівняльний аналіз роботи механізму при запуску із стандартною муфтою і муфтою з регульованою жорсткістю.

В [56] наведено нову конструкцію кулькової запобіжної муфти з блокувальним пристроєм силового типу. Виведені залежності для силового розрахунку розробленої муфти. Досліджено вплив блокувального пристрою на навантажувальну здатність муфти.

В [74] запропонована методика розрахунку кулькових муфт вільного ходу з врахуванням осьових сил, що діють на неї у робочому режимі.

В [71] запропоновано принципову схему муфти із зіркоподібним металевим пружним елементом і проаналізовано роботу муфти в перехідних режимах.

В [32] описано будову й принцип дії запобіжної муфти в складі гайковерта та викладено результати аналізу залежності обмежуваного гайковертом обертового моменту від конструктивних параметрів муфти.

В [51] наведено математичну модель приводу жорсткою запобіжною та пружно-запобіжною муфтами. Досліджено вплив параметрів муфт, приводу і режиму його роботи на динаміку в перехідних режимах функціонування. Обґрунтована доцільність і перспективність застосування пружно-запобіжних муфт для захисту елементів приводу, покращання його динамічних характеристик у перехідних режимах роботи.

В [55] розроблено алгоритм і оптимізаційну математичну модель багато-критеріального структурно-параметричного синтезу кулькових запобіжних муфт з профільним замиканням з урахуванням конструктивних та функціональних обмежень.

В роботі [81] встановлений кусочно-нелінійний характер залежності крутного моменту в муфті від кута закручування півмуфти. Виведені формули для визначення геометричних параметрів пластин муфти із умови міцності і можливості передачі максимального крутного моменту на нелінійній ділянці характеристики.

В роботі [116] запропоновано прототип віброізоляційного пристрою з механічним зворотним зв'язком. Проведено аналіз його пружних характеристик і показано трансформацію прототипу в промислові зразки.

В [117] розглянуто теоретичні аспекти вібропогашення застосуванням лінійного динамічного віброгасника коливань. За методом синтезу пасивних віброізолюючих пристроїв на основі теорії графів запропоновано конструкцію та описано принцип дії нелінійного динамічного віброгасника крутильних коливань.

В [119] розглянуто перехідний процес у механічній системі з нелінійною пружною характеристикою, що реалізована за допомогою пасивного віброізолюючого пристрою з механічним зворотнім зв'язком.

В роботі [66] виведено узагальнені формули для розрахунку на жорсткість та міцність пружних систем вібраційних машин і дано рекомендації щодо оптимального підбору комбінованої пружної системи.

В [136] розроблена система комп'ютерного моделювання динамічної поведінки елементів авіаційних конструкцій та їхнього оптимального проектування.

В [47] розглянуто нестационарні коливання систем зі змінними масами або змінними коефіцієнтами жорсткості. Встановлено вплив маси і жорсткості як на амплітуди, так і періоди коливань.

В [63] розроблено методику дослідження хвильових процесів одновимірних нелінійно-пружних систем.

В [33] розглянуті механічні системи з приводом від поршневих двигунів. Запропоновано розв'язати проблему зменшення динамічних навантажень розв'язати шляхом використання розроблених автором пневматичних муфт.

В [139] на підставі проведених статистичних досліджень експлуатаційної надійності підвісок автомобілів встановлено характерні несправності їхніх елементів для різних марок автотранспортних засобів.

В [124] викладено основи модульного конструювання автомобілів високо-ефективної прохідності, Розроблено принципи конструювання ходової частини і трансмісії автомобілів цього класу.

В [26] розглянуто спосіб віброзахисту незакріпленого вантажу у кузові транспортного засобу під час його руху.

В [138] розглянуто загальний випадок конструкції підвіски агрегату з несиметричним розподілом мас і розташуванням в'язей. Визначені оптимальні параметри амортизаторів, що забезпечують захист агрегату від імпульсних навантажень. Запропоновано математичну модель лінійно пружного амортизатора з демпфуванням сухого тертя.

В [137] запропоновано математичну модель нелінійно пружного амортизатора з різними залежностями напруження від деформації. Проведено дослідження підвіски агрегата системи літака й отримані оптимальні параметри нелінійно пружного амортизатора, які задовольняють прийнятим обмеженням при імпульсному навантаженні конструкції.

В [48] розглянуто вільні коливання одномасної системи зі змінними параметрами, що характеризують інерційність, тертя і жорсткість системи. Для точного розв'язування великого класу подібних задач авторами розроблений метод сталих коефіцієнтів при похідних за новою змінною.

В [37] розглянуто подолання резонансу в механічній системі з віброізолюючим пристроєм, що дає змогу реалізувати комбіновану характеристику зведеної жорсткості.

Аналіз результатів досліджень амортизаційних пристроїв показав, що в науково-технічній літературі детально розглянуті питання коливання автомобілів, теорія руху колісних машин, методи розрахунку підвісок, а також описані на основі математичної статистики мікропрофілі доріг.

Сформульовані концепція і шляхи подальшого розвитку методів багатокритеріального структурно-параметричного оптимізаційного синтезу машинобудівних конструкцій.

Наведені шляхи оптимізації конструктивних параметрів пружної системи вібраційних машин.

Розроблені методи розрахунку нових типів муфт, досліджена динаміка їх роботи в перехідні режими функціонування машини.

Розглянуті способи віброзахисту вантажів під час їх транспортування; методи віброгасіння технологічних машин.

Однак, питання застосування нових конструкцій з'єднань змінної жорсткості в транспортних засобах і технологічних машинах не розглянуті. Відтак, заповнення прогалин у розробці конструкцій та обґрунтуванні конструктивних параметрів з'єднань змінної жорсткості є актуальним завданням в машинобудуванні.

1.3. Огляд конструкцій з'єднань змінної жорсткості

Відомо [1; 2; 3; 6-10], що ЗЗЖ часто застосовується в якості муфт, підвісок транспортних засобів. Охарактеризуємо ЗЗЖ, які застосовуються в підвісках машин.

Оптимальна форма пружної характеристики підвіски для автомобілів різних типів остаточно не встановлена. Відомо [112], що характеристика підвіски по результатам експлуатації повинна приблизно відповідати кривій 1 показаним на рис. 1.1.

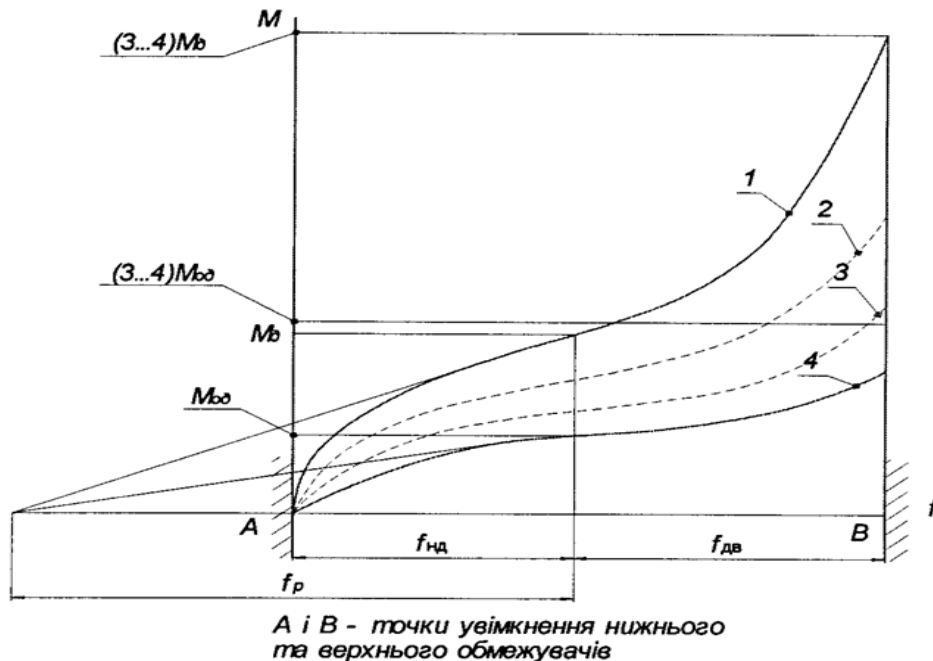


Рис. 1.1. Пружня характеристика підвіски

В межах $\pm 60\%$ динамічна зміна жорсткості підвіски в порівнянні зі значенням, що відповідає статичному навантаженню, не повинна перевищувати 20%. Поза цими межами зміни прогину жорсткість повинна плавно збільшуватись.

Пневматичні і гідравлічні пружні елементи дозволяють регулювати жорсткість підвіски в широких межах і отримувати сімейства пружних характеристик, подібних до тих, які вимагаються. Конструкції, принцип роботи і розрахунки підвісок з гідропневматичними пружними елементами детально викладені в літературі [3; 46].

Але такі підвіски мають один суттєвий недолік - складність у виготовленні і, відповідно, високу вартість. Крім того, при роботі в складних умовах (їзда по бездоріжжю і т. п.) підвіски мають невисоку міцність. Тому питання створення регульованих підвісок з металічними пружними елементами є актуальним.

Відомо [6], для того, щоб при лінійній характеристиці металічного пружного елемента отримати бажану нелінійну характеристику підвіски, застосовують декілька пружних елементів. Крім основних, ставлять додаткові пружні елементи, які діють весь час, або включаються після переміщення колеса на певну частину.

В [112] розглянуто конструкцію підвіски, в якій крім основного пружного елемента, наприклад стержня 1 (рис. 1.2, а), важіль підвіски з'єднують з додат-

ковою пружиною 2. При статичному навантаженні важіль підвіски горизонтальний і дія стиснутої пружини на характеристику не впливає. При малих переміщеннях колеса поблизу положення, що відповідає статичному навантаженню, жорсткість підвіски внаслідок моменту від пружини 2 зменшується, а при більш значних переміщеннях збільшується (рис. 1.2, б).

В другому випадку (рис. 1.2, в, г) основний пружний елемент працює на ділянці $f_1 - f_2$, що відповідає руху по хорошій дорозі і змінам навантаження машини. Поза цією ділянкою в роботу вступають додаткові пружні елементи 2, що збільшують жорсткість підвіски.

Підвіску, виконану по схемі рис. 1.2, а застосовують, наприклад, для задніх коліс автобуса ЛАЗ-695, де крім основної листової ресори є дві корегуючі пружини, що забезпечують нелінійну пружну характеристику (рис. 1.3).

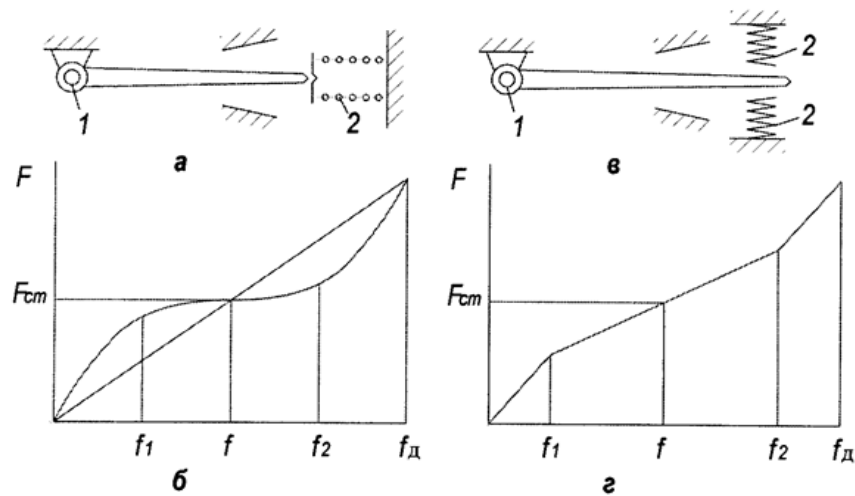


Рис. 1.2. Пружні характеристики підвісок

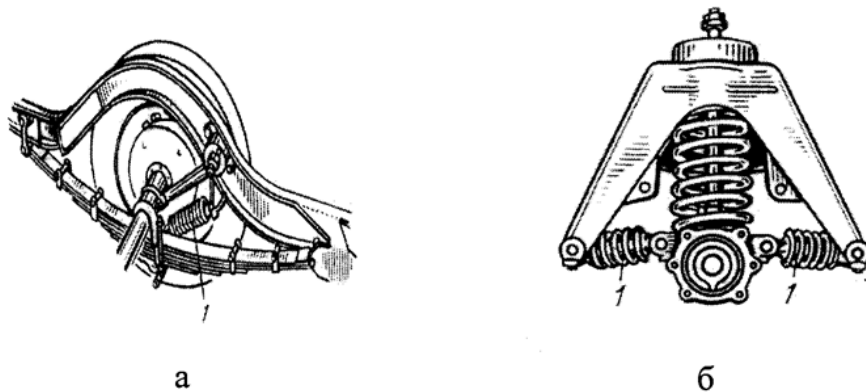


Рис. 1.3. З'єднання змінної жорсткості

В даній роботі досліджуємо конструкції підвісок, що дозволяють отримати нелінійну пружну характеристику з використанням металічних пружних елементів. Розглянемо найхарактерніші конструкції підвісок машин, які змінюють свої пружні характеристики.

В [6] запропонований пружний пристрій підвіски транспортного засобу, який складається із конічної пружини 1, розміщеної вертикально і двох циліндричних пружин 2 і 3, встановлених під кутом $2\alpha_0$ одна до другої (рис. 1.4).

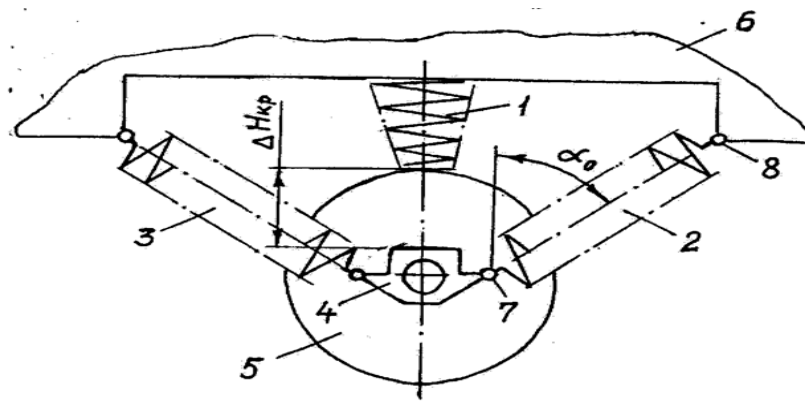


Рис. 1.4. Пружний пристрій підвіски транспортного засобу:
1 – пружина конічна; 2, 3 – пружини циліндричні; 4 – вісь;
5 – колесо; 6 – рама; 7, 8 – шарніри

В початковому положенні конічна пружина 1 розміщена вздовж лінії прикладення зовнішньої сили з осевим зазором $\Delta H_{кр}$ між її нижнім торцем і опорною поверхнею осі 4 коліс 5 транспортного засобу. Пружини 2 і 3 зв'язані з віссю 4 і рамою 6 транспортного засобу через шарніри 7 і 8.

Пружний пристрій підвіски транспортного засобу працює таким чином. При статичному ході підвіски вибирається зазор $\Delta H_{кр}$ і конічна пружина вступає в роботу. При динамічному ході підвіски її пружний пристрій забезпечує характеристику з горизонтальною ділянкою, що дозволяє при русі по нерівностях дороги покращити плавність руху транспортного засобу.

В [7] розглянутий пружний елемент підвіски транспортного засобу, котрий складається із корпусу 1, всередині якого розміщені пружини у вигляді набору гумових пластин 2. Висота пружин і їх кількість можуть бути різними (рис. 1.5).

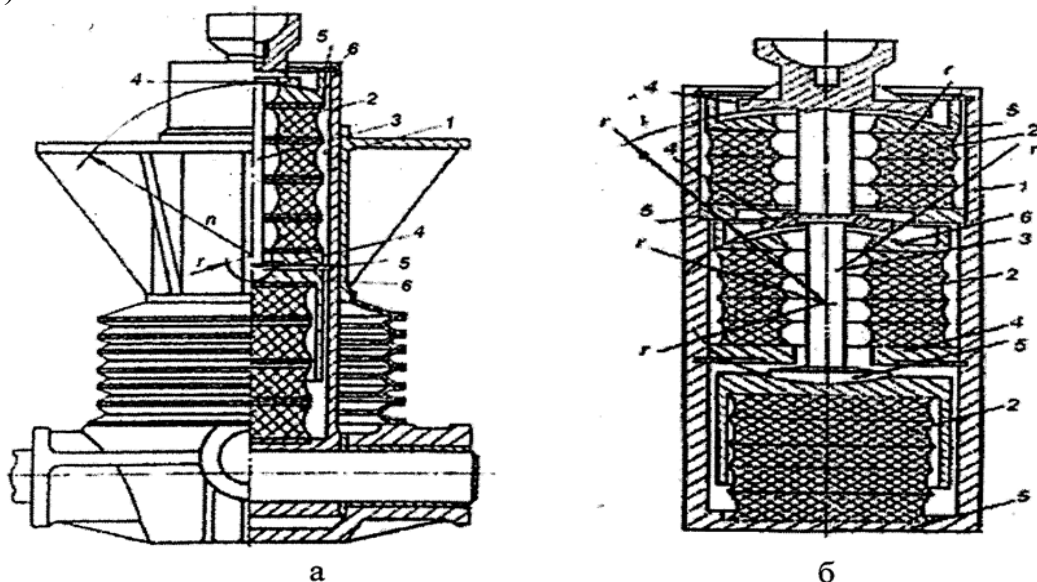


Рис. 1.5. Пружний елемент підвіски транспортного засобу: 1 – корпус;
2 – пластини; 3 – стержень; 4 – виступи; 5 – буртики; 6 – натискні плити

На стержні 3 і в корпусі 1 виконані відповідні виступи 4 і буртики 5. Всі поверхні виступів 4 стержня 3 тиснуть через плити 6 на пружини 2, виконані

сферичними.

Пружний елемент працює таким чином: при переїзді перешкоди транспортним засобом проходить переміщення догори корпусу 1, в результаті стискуються всі пружини 2, причому розподіл сили відбувається пропорційно їхнім жорсткостям. Змінюючи кількість пружин, а також послідовність включення їх в роботу, можна досягнути бажаної характеристики підвіски.

В [8] запропонована конструкція торсійної підвіски транспортного засобу, котра складається із важіля 1, корпусу 2, осі 3, шпонки 4, торсіона 5, гвинта 6, жорстко з'єднаного з торсіоном, і гайки 7 із зовнішніми шліцами, що дає їй можливість переміщатися прямолінійно в межах зазору δ (рис. 1.6).

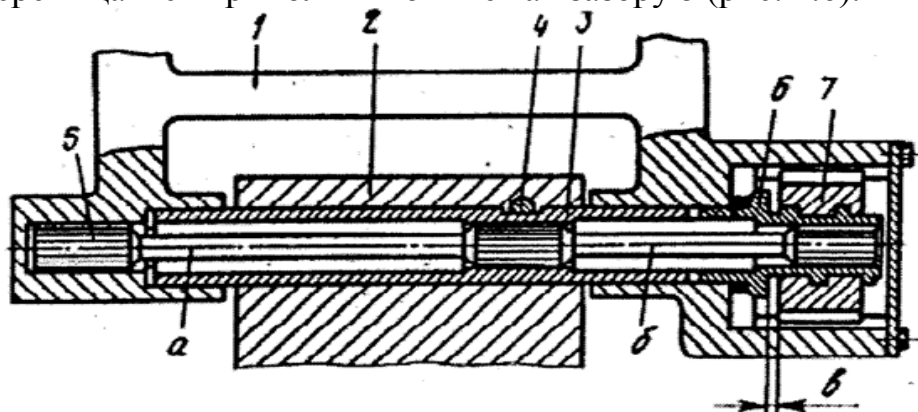


Рис. 1.6. Торсійна підвіска:

1 – важіль; 2 – корпус; 3 – вісь; 4 – шпонка; 5 – торсіон; 6 – гвинт; 7 – гайка

Підвіска працює таким чином: при навантаженні підвіски спочатку закручується тільки ступінь α торсіона 5, а після вибору зазору δ закручується також ступінь δ , це приводить до збільшення жорсткості підвіски на заключному етапі її роботи.

Конструкція підвіски дозволяє також зміну жорсткісних характеристик при зміні навантажень на колесо в певних межах, за рахунок попередньої зміни величини зазdra δ , за рахунок зміни положення шестерні 7 відносно гвинта 6.

В [9] пропонується конструкція торсійної підвіски транспортного засобу, яка має два торси іони, передній 1 і задній 2 (рис. 1.7).

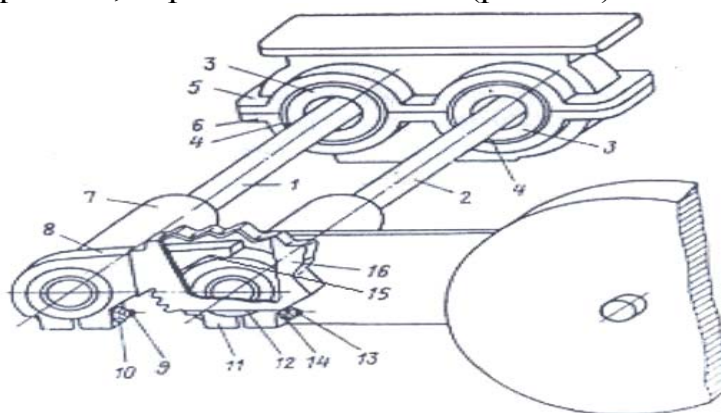


Рис. 1.7. Торсійна підвіска:

1 – передній торсіон; 2 – задній торсіон; 3 – зубчасті колеса; 4 – втулки;
5 – корпус; 6 – кришка; 7 – втулка; 8 – важіль; 9 – болт; 10 – гайка;
11 – кулачок; 12 – труба; 13 – болт; 14 – гайка; 15 – ролик; 16 – чохол

Торсіони розміщені паралельно один одному і мають на своїх кінцях шліцеві головки, якими кожен із торсіонів встановлений в шліцеві отвори зубчастих коліс 3. Зубчасті колеса 3 мають можливість обертатися у втулках 4, які закріплені в корпусі 5 і кришки 6 коробки зубчастих коліс. До втулки 7 закріплений важіль 8 кулачкового механізму за допомогою болта 9 і гайки 10. Кулачок 11 закріплений на трубі 12 за допомогою болта 13 і гайки 14. В трубу 12 встановлений другою шліцевою головкою задній торсіон 2. В пазу важіля 8 кулачкового механізму встановлений ролик 15, який закритий чохлом 16.

При переїзді колесом транспортного засобу нерівності дороги труба 12 важіля підвіски, на якому закріплене колесо, повертається відносно осі заднього торсіона 2, закручує торсіони назустріч один одному.

В багатоважільній підвісці [10] пружні елементи виконані у вигляді основного 5 і корегуючого 6 торсіонів, з'єднаних з однієї сторони з поперечними 1, а з іншої напрямними 2 важелями, корегуючі важелі 7, 8, які виконані різної довжини, при цьому діаметр основного торсіона 5 більше діаметра корегуючого торсіона 6; основний торсіон 5 з'єднаний з важелем більшої довжини 7, корегуючий 6 – з важелем меншої довжини 8, а тяга 9 виконана жорсткою (рис. 1.8).

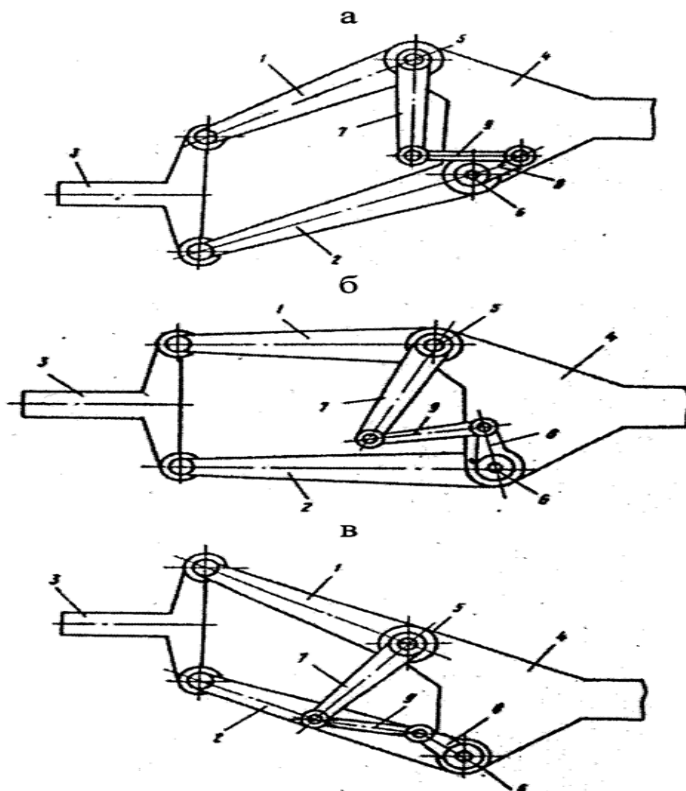


Рис. 1.8. Торсійна підвіска:

- 1 – поперечний важіль; 2 – направляючий важіль; 3 – маточина; 4 – рама;
 5 – основний торсіон; 6 – корегуючий торсіон; 7, 8 – важелі;
 9 – тяга; а – ненавантажений стан підвіски; б – статичне навантаження;
 в – динамічне навантаження

На рис. 1.8, а підвіска показана в початковому ненавантаженому стані, на рис. 1.8, б – при навантаженні статичною вагою машини, на рис. 1.8, в – при динамічному навантаженні.

Підвіска працює таким чином: при переїзді колесом транспортного засобу

нерівності дороги маточина колеса 3 піднімається і повертає важелі 1, 2 та закручує торсіони 5 і 6, які повертають важелі 7 і 8. В результаті цієї дії жорсткість підвіски змінюється.

Розглянуті конструкції підвісок дозволяють зміну їх жорсткості у вузькому діапазоні, що покращує в певній мірі ефективність роботи транспортних засобів в складних умовах експлуатації.

Огляд існуючих конструкцій з'єднань змінної жорсткості, які застосовують в якості підвісок транспортних засобів, показав, що змінюються їхні пружні характеристики в обмеженому діапазоні порядку 10-15%, тому постає завдання розроблення нових конструкцій з'єднань з ширшим діапазоном, порядку 15-30%, це дасть можливість їх застосування в транспортних і технологічних машинах з більшою ефективністю.

1.4. Узагальнення недоліків відомих пружних з'єднань і формулювання мети та задач дослідження

Огляд і аналіз літературних джерел по питанням пружних з'єднань показує, що ці з'єднання мають ряд істотних недоліків: невисока надійність і довговічність, неможливість регулювання (зміни) жорсткості в широкому діапазоні [5; 17; 40; 70; 146].

Відомо [59], що надійність роботи транспортних засобів, які експлуатуються в складних дорожніх умовах (їзда по бездоріжжю – будівельні, меліоративні і гірничі машини) недостатня із-за зниження їх продуктивності внаслідок зменшення швидкості руху, збільшення простоїв при поломках.

У відомих пружних з'єднаннях (наприклад, підвіски транспортних засобів) якість їх роботи оцінюється за пружною характеристикою. Щоб отримати бажану пружну характеристику підвіски застосовують декілька пружних елементів або використовують додаткові елементи, які деформуються на певний період роботи з'єднання.

Змінювати жорсткість підвіски в певних межах дозволяють пневматичні і гідропневматичні пружні елементи [3], проте вони мають суттєві недоліки – складність виготовлення, невисоку міцність і відносно високу вартість.

В технологічних машинах (вібромашини) вібрації використовують для переміщення вантажів (конвеєри), приготування будівельних сумішей, термозміцнення поверхні матеріалів деталей машин [28; 29; 57; 66]. Щоб ефективно працювали вібромашини необхідно змінювати частоти власних коливань шляхом зміни жорсткості з'єднання, тобто працювати при резонансі.

Надійні і довговічні конструкції ЗЗЖ забезпечать транспортним засобам комфортабельні умови роботи водія, якісні перевезення вантажів і пасажирів.

Розробка нових конструкцій муфт змінної жорсткості, очевидно, покращить якість роботи машин всіх типів [71; 72].

При розробці нових ЗЗЖ прийняті в даних наукових дослідженнях такі положення: розподіл навантажень між пружними елементами відбувається в результаті їх контактів; нелінійність ЗЗЖ досягається шляхом послідовного включення в роботу пружних елементів; зміна жорсткості з'єднання досягається шляхом попередньої деформації пружних елементів.

На основі аналізу сучасного стану досліджень ЗЗЖ сформульовані задачі та мета дослідження. Мета дослідження полягає у розробці конструкцій та обґрунтуванні кінематично-силових параметрів ЗЗЖ для покращення експлуатаційних показників машин за рахунок вибору раціональних пружних характеристик їх елементів.

2. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЙ ТА ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ З'ЄДНАНЬ ЗМІННОЇ ЖОРСТКОСТІ

2.1. Основний принцип розроблення нових конструкцій з'єднань змінної жорсткості

Застосування нових конструкцій ЗЗЖ в транспортних засобах і технологічних машинах підвищить ефективність їх роботи: при експлуатації транспортних засобів в складних дорожніх умовах дозволить змінювати жорсткісні параметри системи підресорювання в залежності від характеру нерівностей дороги; вібраційні машини ефективно працюють в резонансних режимах, тому зміна жорсткісних параметрів віброізоляторів теж очевидна [78].

Дослідимо в яких межах можлива зміна жорсткісних параметрів нових конструкцій з'єднань, а також визначимо області раціональних діапазонів змін жорсткості, на прикладі з'єднання яке складається із основного пружного елемента ОПЕ і додаткових пружних елементів ДПЕ. В більшості конструкцій таких з'єднань кількість ДПЕ складає два або три (рис. 2.1).

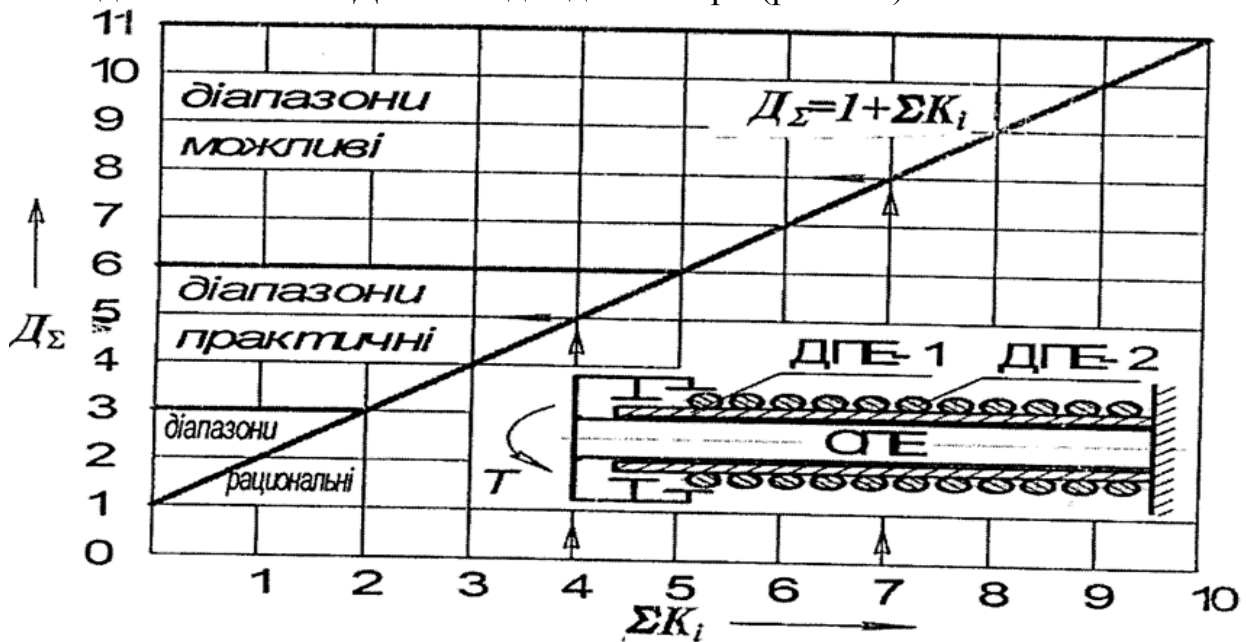


Рис. 2.1. Діапазони змін жорсткісних параметрів ЗЗЖ:

D_Σ – діапазон змін; K_i – відносні коефіцієнти жорсткостей ДПЕ;

n – кількість додаткових пружних елементів; ОПЕ – основний пружний елемент;
ДПЕ – додатковий пружний елемент

Тому структуру ЗЗЖ умовно можна показати такою:

$$ЗЗЖ \Rightarrow ОПЕ + \sum_1^n ДПЕ_i . \quad (2.1)$$

Сумарна жорсткість з'єднання дорівнює сумі жорсткостей його складових, тобто

$$C_{\Sigma} = C_{ОПЕ} + \sum_1^n C_{ДПЕ_i} . \quad (2.2)$$

Розділивши обидві частини рівності на $C_{ОПЕ}$, отримаємо формулу для визначення діапазону змін жорсткостей з'єднання

$$D_{\Sigma} = 1 + \sum_1^n K_i , \quad (2.3)$$

де D_{Σ} – діапазон змін жорсткості з'єднання; K_i – відносні коефіцієнти жорсткості ДПЕ; $K_i = \frac{C_{ДПЕ_i}}{C_{ОПЕ}}$; n – кількість додаткових пружних елементів.

Враховуючи технологічні, конструктивні і експлуатаційні вимоги, які ставляться при виготовленні деталей з'єднань, їх діапазони змін жорсткісних параметрів необхідно обмежити до 10.

За формулою (2.3) визначаємо діапазони змін жорсткості з'єднання, задавшись практично можливими значеннями відносних коефіцієнтів K_i ; будуємо графік $D_{\Sigma} = f(K_i)$ (рис. 2.1).

Із графіка (рис. 2.1) видно, що діапазони змін жорсткісних параметрів з'єднання можна умовно розділити на: раціональні, практичні, можливі.

Основний принцип розроблення нових конструкцій ЗЗЖ включає такі етапи:

- 1) вибрати декілька варіантів (два, три) конструктивних схем з'єднань;
- 2) задатися практичним діапазоном змін жорсткісних параметрів;
- 3) визначити сумарну жорсткість з'єднання та розподілити її між складовими;
- 4) задатися технологічними, конструктивними і експлуатаційними вимогами;
- 5) перевірити працездатність з'єднань за критеріями міцності, жорсткості та вібробезпечності;
- 6) вибрати оптимальний варіант з'єднання, який повинен відповідати поставленим вимогам.

Відтак, застосування нових конструкцій ЗЗЖ, які змінюють (регулюють) їх жорсткісні параметри на порядок вищий ніж відомі з'єднання, дозволить підвищити ефективність роботи машин в яких є необхідність зміни жорсткісних параметрів з'єднань під час їх роботи (транспортні, вібраційні).

2.2. Конструктивні особливості нових з'єднань змінної жорсткості

За результатами огляду літературних джерел встановлено, що найефективніші пов'язі деталей машин стосовно захисту їх від вібрацій і навантажень – це ЗЗЖ. На основі аналізу недоліків відомих з'єднань деталей машин розроблені нові їх конструкції, які змінюють свою жорсткість в діапазоні 20...30%. Запро-

поновано та запатентовано вісім варіантів нових конструкцій з'єднань, жорсткість яких можна змінювати в певних межах [100-107].

Варіант перший. Конструкція дозволяє зменшення жорсткості пружного елемента на початкових етапах роботи, що призводить до покращення плавності ходу транспортного засобу під час експлуатації в складних умовах нерівного ґрунту [100], що не призводить до різкого збільшення навантажень основних елементів.

Технічний результат досягається тим, що за рахунок додаткових пружних елементів (пружин кручення) зменшується жорсткість торсійного пружного елемента на початкових етапах роботи, що забезпечує деяке згладжування удару. Крім того, за рахунок приєднання торсіона через профільне з'єднання досягається підвищення жорсткості на кінцевих етапах роботи з'єднання (рис. 2.2).

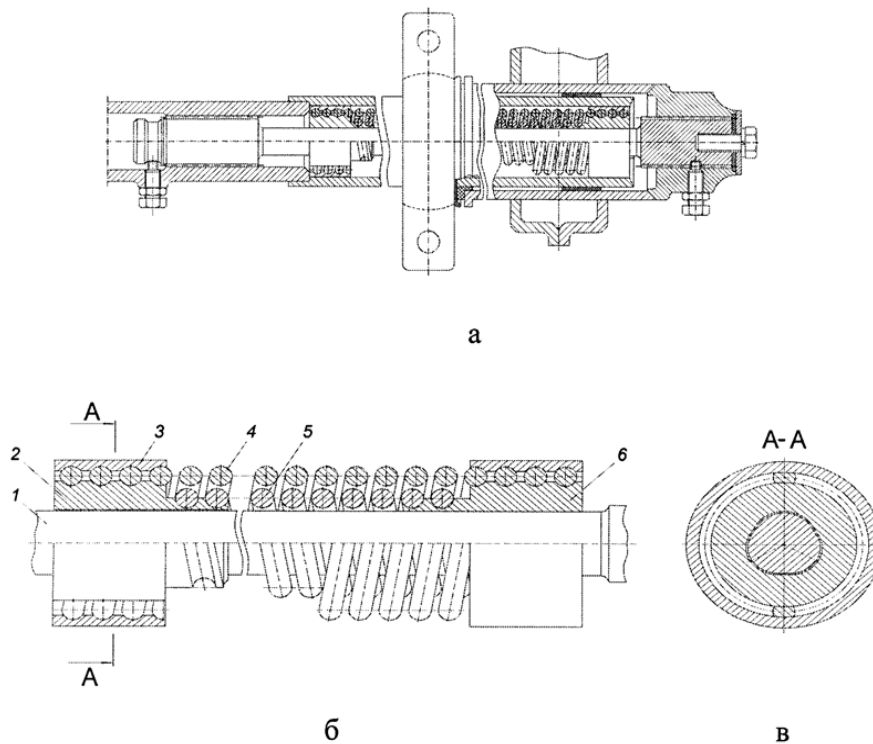


Рис. 2.2. Схема з'єднання змінної жорсткості:

а – головний вигляд; б - осьовий переріз з'єднання; в – переріз поперечний

З'єднання складається з торсіона 1, який одним кінцем приєднаний за допомогою профільного з'єднання до розрізної втулки 2, а іншим кінцем жорстко з'єднаний з розрізною втулкою 6. На втулки 2 і 6 накручені пружини кручення з правим навиванням 4 і з лівим навиванням 5, на які накручені дві з'єднувальні втулки 3.

З'єднання працює наступним чином. При наїзді на перешкоду колесо переміщується у вертикальному напрямку. При цьому важіль повертається навколо осі торсіона, закручуючи при цьому пружину 4 і розкручуючи пружину 5, чим досягається зменшення навантаження при початковому ударі. При виборі зазору в профільному з'єднанні між розрізною втулкою 2 і торсіоном 1, останній вступає в роботу, збільшуючи жорсткість пружного елемента на кінцевих етапах роботи.

Таким чином запропонована конструкція дозволяє отримати м'якшу ха-

рактеристику з'єднання, яке можна ефективно застосовувати у підвісках транспортних засобів.

Варіант другий. Конструкція з'єднання дозволяє змінювати жорсткість пружного елемента, що приводить до плавної роботи вузла машини [101].

Завдання зміни жорсткості досягається тим, що з'єднання містить пружний елемент, одним кінцем приєднаний до розрізної втулки, а іншим кінцем жорстко з'єднаний з другою розрізною втулкою, на втулки накручені пружини кручення: з правим навиванням і з лівим навиванням, на кінцях розрізних втулок виконані шліци, через які передається крутний момент до вала (рис. 2.3).

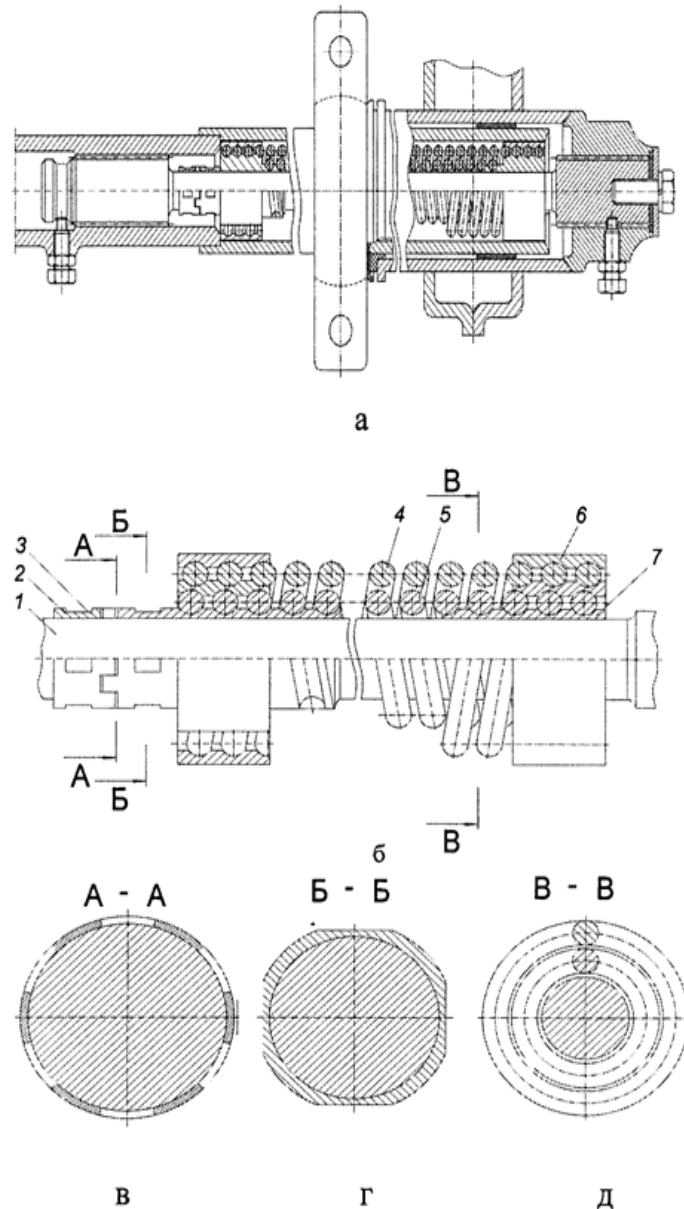


Рис. 2.3 Схема з'єднання з регулювальною жорсткістю:

а – головний вигляд; б – осьовий переріз з'єднання; в – переріз вала і муфти;
 г – переріз вала і втулки; д – переріз вала і пружин кручення

Технічний результат досягається тим, що пружини попередньо закручуються на певний кут, це приводить до зміни жорсткості з'єднання (пружини – втулки) за рахунок контакту між пружинами і валом.

Фіксація положення закручених пружин відбувається завдяки тому, що виступи однієї втулки входять в западини іншої і утримуються в певному положенні при роботі з'єднання. Таке поєднання елементів з'єднання забезпечує краще сприймання удару, за рахунок включення в роботу пружин кручення.

На рис. 2.3, *а* зображений головний вигляд з'єднання, на А-А – розріз вала і торцевої кулачкової муфти, на Б-Б – розріз вала і втулки, на В-В – розріз вала і пружин кручення.

З'єднання складається з вала 1, розрізної втулки 2, один кінець якої жорстко з'єднаний з валом, інший її кінець з'єднаний з другою розрізною втулкою 3 за допомогою шліців. На втулки 3 і 7 накручена пружина кручення з правим навиванням 4 і насаджена пружина кручення з лівим навиванням 5, на яку накручені дві з'єднувальні втулки 6.

З'єднання працює наступним чином. Вал 1 повертається навколо своєї осі, закручуючи при цьому пружину 4 і розкручуючи пружину 5, чим досягається зменшення навантаження під час початкового удару.

Відтак, запропонована конструкція дозволяє зробити з'єднання більш пружним, тобто покращити його роботу в складних умовах роботи

Варіант третій. Конструкція дозволяє змінювати поетапно жорсткість з'єднання, за рахунок послідовної передачі крутного моменту від пружини до трубки і вала, що приводить до покращення роботи складальної одиниці машини (рис. 2.4) [102].

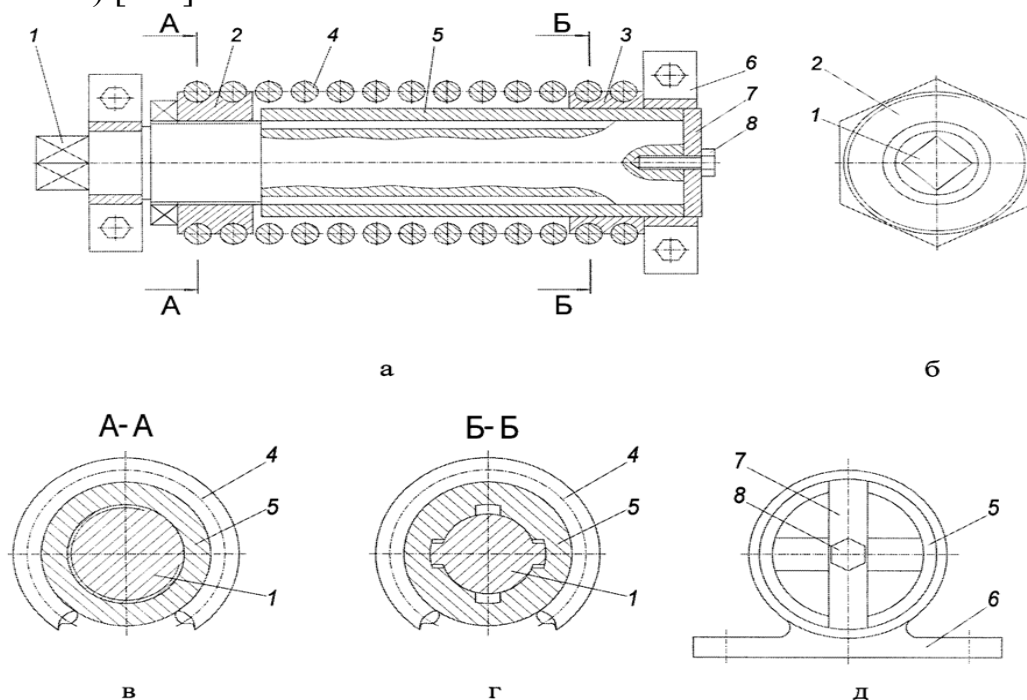


Рис. 2.4. Схема з'єднання з регулювальною жорсткістю:

а – осьовий переріз з'єднання; б – вигляд з'єднання з лівого торця;
в – переріз вала, втулки і пружини кручення; г – переріз вала, трубки і пружини;
д – вигляд з'єднання з правого торця

З'єднання складається з вала 1, регулювальної втулки 2, яка за допомогою нарізи може переміщатися вздовж вала 1. Втулки 2 і 3 з'єднуються пружиною кручення 4. Трубка 5 всередині має шліци, через які може з'єднуватися з висту-

пами вала 1; одним кінцем жорстко з'єднана з опорою 6, інший кінець – вільний. Фіксація вала відносно трубки 5 виконана за допомогою шпонки 7 і гвинта 8.

З'єднання працює наступним чином. Вал 1 повертається навколо своєї осі, закручуючи при цьому пружину 4, чим досягається зменшення удару. Потім після вибору бокового зазору між виступами вала 1 і шліцами трубки 5, деталі працюють спільно, тобто жорсткість з'єднання збільшується на кінцевому етапі роботи.

Поставлене завдання досягається тим, що в з'єднанні, яке містить вал і дві втулки, на які накручена пружина кручення, вал розміщено в трубці, причому на валу по всій довжині виконані виступи, в трубці – шліци, а між виступами і шліцами є бокові зазори; регулювальна втулка виконана з дрібною нарізкою; один із торців вала приєднаний до трубки за допомогою шпонки і гвинта.

Технічний результат досягається тим, що пружина попередньо закручується на певний кут, це приводить до зміни жорсткості з'єднання (пружина-трубка-вал) за рахунок контактів між собою.

Регулювання величини зазору між виступами та шліцами і фіксація положення закрученої пружини відбувається завдяки нарізі з дрібним кроком, яку має регулювальна втулка, що створює ефект самогальмування. Таке поєднання елементів з'єднання забезпечує поетапну передачу крутного моменту за рахунок послідовного включення в роботу спочатку пружини кручення, а потім трубки і вала, відтак на заключному етапі роботи всіх деталей з'єднання.

На рис. 2.4, *а* зображений осьовий переріз з'єднання, на рис. 2.4, *б* – вигляд з'єднання з лівого торця, на рис. 2.4, *в* – переріз вала, регулювальної втулки і пружини кручення, на рис. 2.4, *г* – розріз вала, трубки і пружини кручення, на рис. 2.4, *д* – вигляд з'єднання з правого торця.

Запропонована конструкція дозволяє змінювати жорсткість з'єднання, тобто покращувати його роботу в складних умовах.

Варіант четвертий. Конструкція ЗЗЖ змінює жорсткісні характеристики поетапно за рахунок включення в роботу пружних елементів (рис. 2.5) [103].

З'єднання складається із таких деталей: вал 1, регулювальна гайка 6, втулки 2; 5; 9, пружина кручення 8, трубка 10, опори 4; 12, штифти 3; 11, шестірня 7. Пружина кручення 8 жорстко поєднана з втулкою 9 і регулювальною гайкою 6. Трубка 10 одним кінцем через шліци з'єднана з втулкою 9 – іншим за допомогою нарізі з регулювальною гайкою 6. Вал 1 розміщується відносно опори 4 у втулці 2 і зафіксований штифтом 3, інший кінець вала 1 з'єднується з опорою 12 і втулкою 9 штифтом 11.

Технічний результат досягається тим, що пружина 8 попередньо закручується на певний кут шляхом повороту регулювальної гайки 6 за допомогою шестірні 7, а регулювання величини зазору між виступами трубки 10 і шліцами втулки 9 виконується поворотом трубки 10. Відтак, зміна жорсткості з'єднання (вал – пружина – трубка) відбувається за рахунок послідовного включення в роботу його елементів.

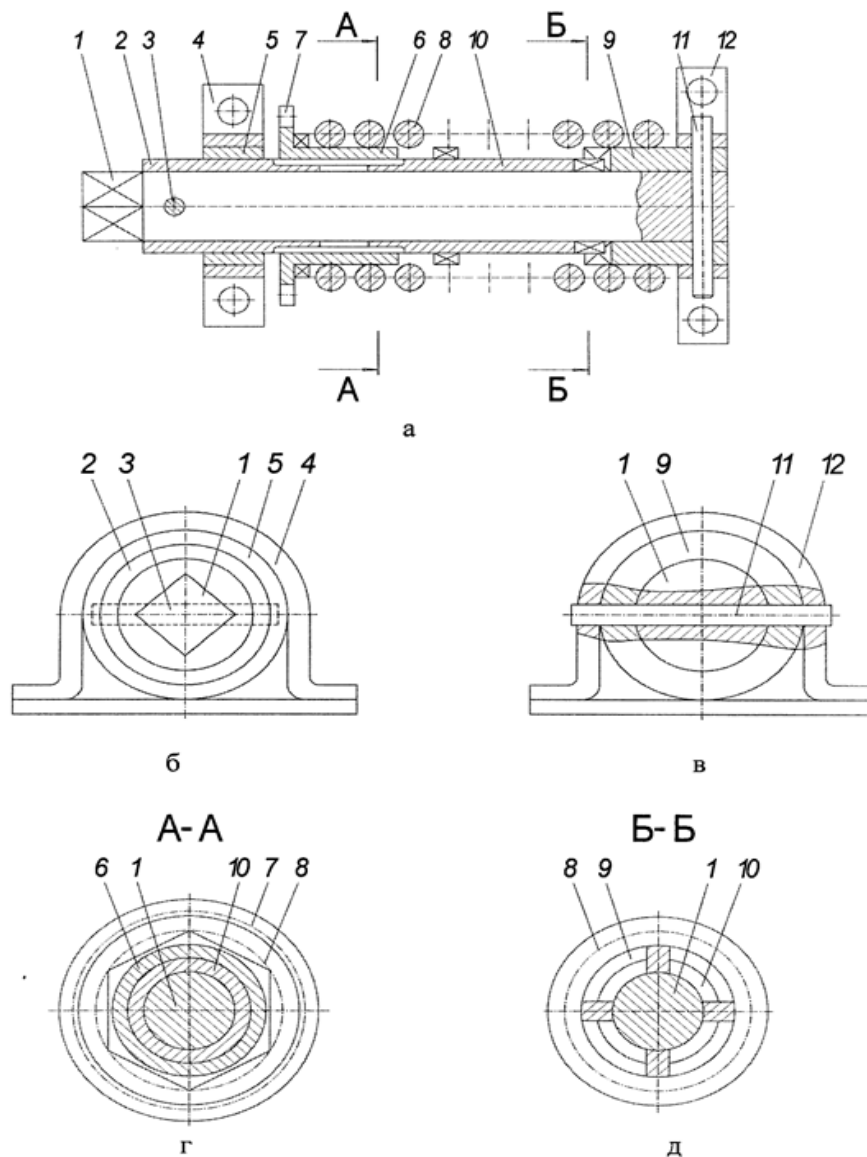


Рис. 2.5. Конструктивна схема 33Ж:

а – осьовий переріз з'єднання, б – вигляд з лівого торця, в – вигляд з правого торця, г – переріз А-А, д – переріз Б-Б

На рис. 2.5, а показаний осьовий переріз з'єднання, на рис. 2.5, б – вигляд з'єднання з лівого торця, на рис. 2.5, в – вигляд з'єднання з правого торця, рис. 2.5, г розріз вала і регулювальної гайки, рис. 2.5, д – розріз вала і втулки по шліцам.

З'єднання працює наступним чином. При повороті вала 1 навколо осі, закручується також спочатку втулка 2, потім регулювальна гайка 6 і пружина 8, а після вибору бокових зазорів між шліцами трубки 10 і втулки 9 всі деталі працюють спільно, відтак жорсткість з'єднання буде найбільшим на кінцевому етапі його роботи.

Розроблена конструкція 33Ж може застосовуватися в машинах в якості підвіски або муфти.

Варіант п'ятий. Це конструкція спроможна за рахунок регулювання (зміни) її жорсткості підвищити ефективність роботи машини, тобто покращити плавність ходу та керованість (рис. 2.6) [104]. Результат досягається тим, що в

конструкції пружини стиску виконані з протилежними навиваннями, розміщені концентрично і шарнірно з'єднані через фланці з одного боку з корпусом, а з іншого – з рамою машини.

В нижній частині конструкції розміщений регулювальний пристрій, у якому шляхом переміщення гайки здійснюється попереднє стискання допоміжної пружини, або установка зазору перед верхнім фланцем.

Конструктивно допоміжна пружина виконується циліндричною або конічною, чим забезпечується її прогресивна характеристика.

Технічний результат досягається тим, що при переміщенні верхнього фланця стикається спочатку основна пружина, а після вибору зазору вступає в роботу допоміжна пружина, чим збільшується жорсткість з'єднання.

На рис. 2.6,а показаний осьовий переріз з'єднання, яке складається з двох концентричних пружин стиску протилежних навивань: основна 1 шарнірно з'єднана у верхній частині з фланцем 3, а нижня її частина – з фланцем 4, допоміжна 2 шарнірно з'єднана в нижній частини з шайбою 5.

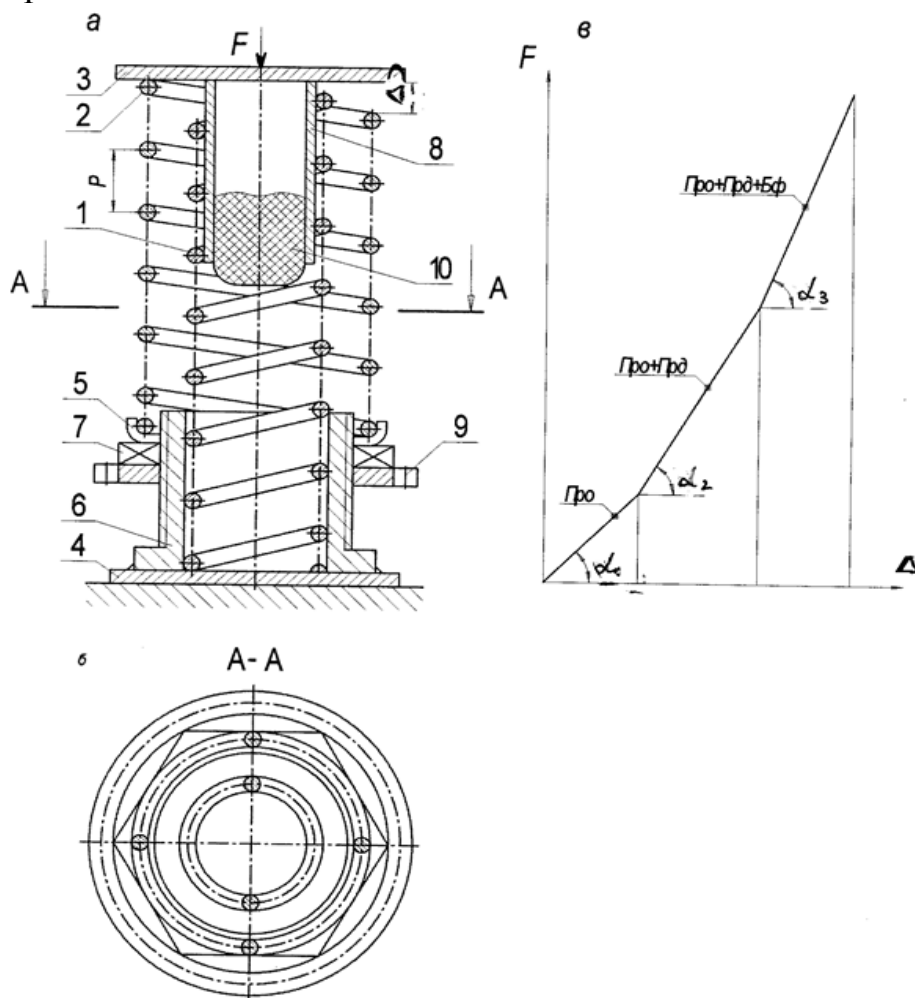


Рис. 2.6. Пружне ЗЗЖ:

- а – осьовий переріз ; б – поперечний переріз; в – пружня характеристика;
 1 – пружина основна; 2 – пружина допоміжна; 3,4 – фланці; 5 – шайба;
 6 – корпус; 7- гайка; 8 – втулка напрямна; 9 – шестірня; 10 – буфер

Нижній фланець 4 з'єднаний з корпусом 6, на поверхні якого виконана нарізь з дрібним кроком, що дозволяє переміщати у вертикальному напрямі гайку 7 та стискати допоміжну пружину 2 через шайбу 5.

Основна пружина 1 розміщена в напрямній втулці 8, яка закріплена до верхнього фланця 3, що збільшує стійкість пружини, буфер 10 зменшує ударні навантаження. Через шестерню 9 можна переміщати гайку 7 за допомогою двигуна. Розміщення деталей в плані показано на перерізі А-А.

З'єднання працює так: спочатку навантажується основна пружина 1, а після певного її стиснення і вибору зазору вступає в дію допоміжна пружина 2, початок роботи якої можна регламентувати залежно від характеру навантаження. На заключному етапі роботи з'єднання його жорсткість значно збільшується, коли витки пружин складаються і вступає в роботу буфер 10.

Характеристика з'єднання є залежність ходу Δ від навантаження F на з'єднання (рис. 2.6, в). Перша ділянка α_1 , відповідає роботі основної пружини, друга α_2 характеризує спільну роботу двох пружин, третя α_3 відповідає роботі пружин при їх повному стисненні і буфера.

Відтак, пружне ЗЗЖ доцільно застосовувати в машинах, де за умовами експлуатації необхідно регулювати їхню жорсткість, особливо в якості підвісок транспортних засобів та віброізоляторів вібраційних машин, приміром: конвеєри, підйомники, грохоти, віброплощини, вібраційні млини і дробарки, дослідні вібростенди, тощо.

Основний принцип створення нових конструкцій ЗЗЖ є поєднання пружних елементів (вал, втулки, пружини), таким чином, щоб кожен із його елементів включався в роботу з'єднання поетапно.

Варіант шостий. Запропонована конструкція з'єднання направлена на поетапну зміну жорсткості за рахунок послідовної передачі крутного моменту від вала до регулювальної втулки і трубок, що приводить до покращення роботи машини, при застосуванні такого з'єднання, наприклад, як підвіски транспортного засобу (рис. 2.7) [105].

Поставлена задача вирішується тим, що в ЗЗЖ, що містить вал, регулювальну втулку, трубку, зубчасте колесо; вал розміщено в трубці, в якій на торці виконані шліци, на трубці встановлено додаткову трубку, які разом з регулювальною втулкою з'єднані між собою через шліци, регулювальна втулка з'єднана з валом шпонкою, а на зубчастому колесі закріплена контргайка, яка з'єднана різьбою з опорною втулкою з можливістю дистанційного переміщення регулювальної втулки в осьовому напрямі.

Таке поєднання елементів з'єднання забезпечує поетапну передачу крутного моменту за рахунок послідовного включення в роботу спочатку вала, а потім регулювальної втулки і трубок, тобто на заключному етапі роботи всіх деталей з'єднання.

На рис. 2.7, а зображений загальний вигляд ЗЗЖ, на рис. 2.7, б – вигляд з'єднання з лівого торця, на рис. 2.7, в – вигляд з'єднання з правого торця, на рис. 2.7, г – переріз вала і втулки опорної, на рис. 2.7, д – переріз вала і трубок.

Пристрій складається з суцільного вала 1, втулки опорної 2, скоби 3, опори

4, зубчастого колеса 5 і контргайки 6. Шпонка 7 з'єднує вал 1 з регулювальною втулкою 8, на поверхні якої розміщена пружина стиску 9. На вал 1 надіті трубки 10, 11, скоба 12 приєднана до опори 13 штифтом 14.

ЗЗЖ працює так: при обертанні вала 1 навколо осі, закручується регулювальна втулка 8, а після вибору бокових зазорів між втулкою 8 і трубками 10, 11, закручує також їх, що змінює жорсткість з'єднання на заключному етапі його роботи.

Регулювання жорсткості виконується так: при загвинчуванні контргайки 6 вправо стискується пружина стиску 9 і переміщає регулювальну втулку 8 в осьовому напрямі, таким чином зачеплює через шліци регулювальну втулку 8 і трубки 10 та 11, а в результаті рух від вала 1 передається через шпонку 7 до регулювальної втулки 8 і трубок 10 та 11, що приводить до збільшення жорсткості з'єднання.

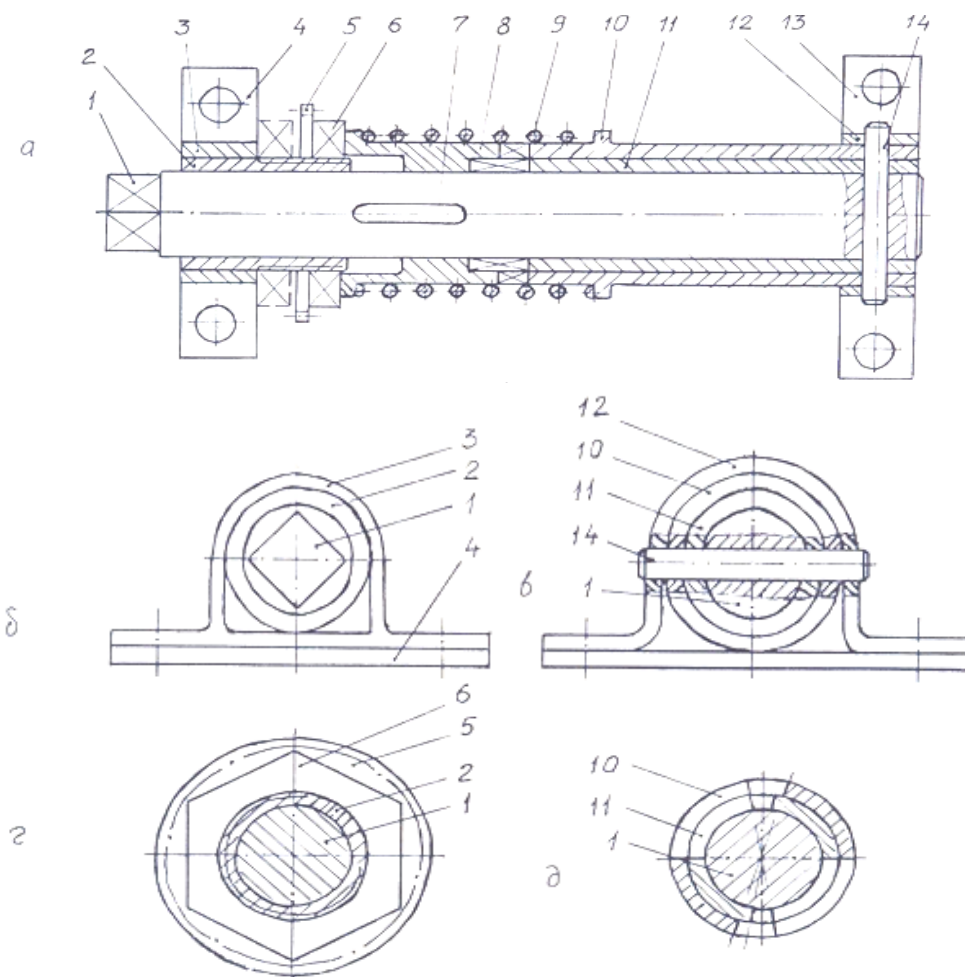


Рис. 2.7. З'єднання змінної жорсткості

При загвинчуванні контргайки 6 вліво переміщається також пружина стиску 9 і виводить із зачеплення регулювальну втулку 8 з трубок 10 і 11, в результаті рух передається лише валом 1, що зменшує жорсткість з'єднання.

За допомогою зубчастого колеса 5 можна дистанційно керувати процесом зміни жорсткості з'єднання.

Регулювання жорсткості з'єднання додатково виконується шляхом вибору зазорів в шліцьовому з'єднанні.

Виготовити надійну конструкцію ЗЗЖ можна, вибравши відповідні матеріали деталей з'єднання та його конструктивні розміри на основі оптимальних методів розрахунків.

Варіант сьомий. Конструкція з'єднання направлена на поетапну зміну жорсткості за рахунок послідовної передачі крутного моменту від вала до регулювальних втулок і трубок, що приводить до покращення роботи машини, при застосуванні такого з'єднання, наприклад, як підвіски транспортного засобу (рис. 2.8) [106].

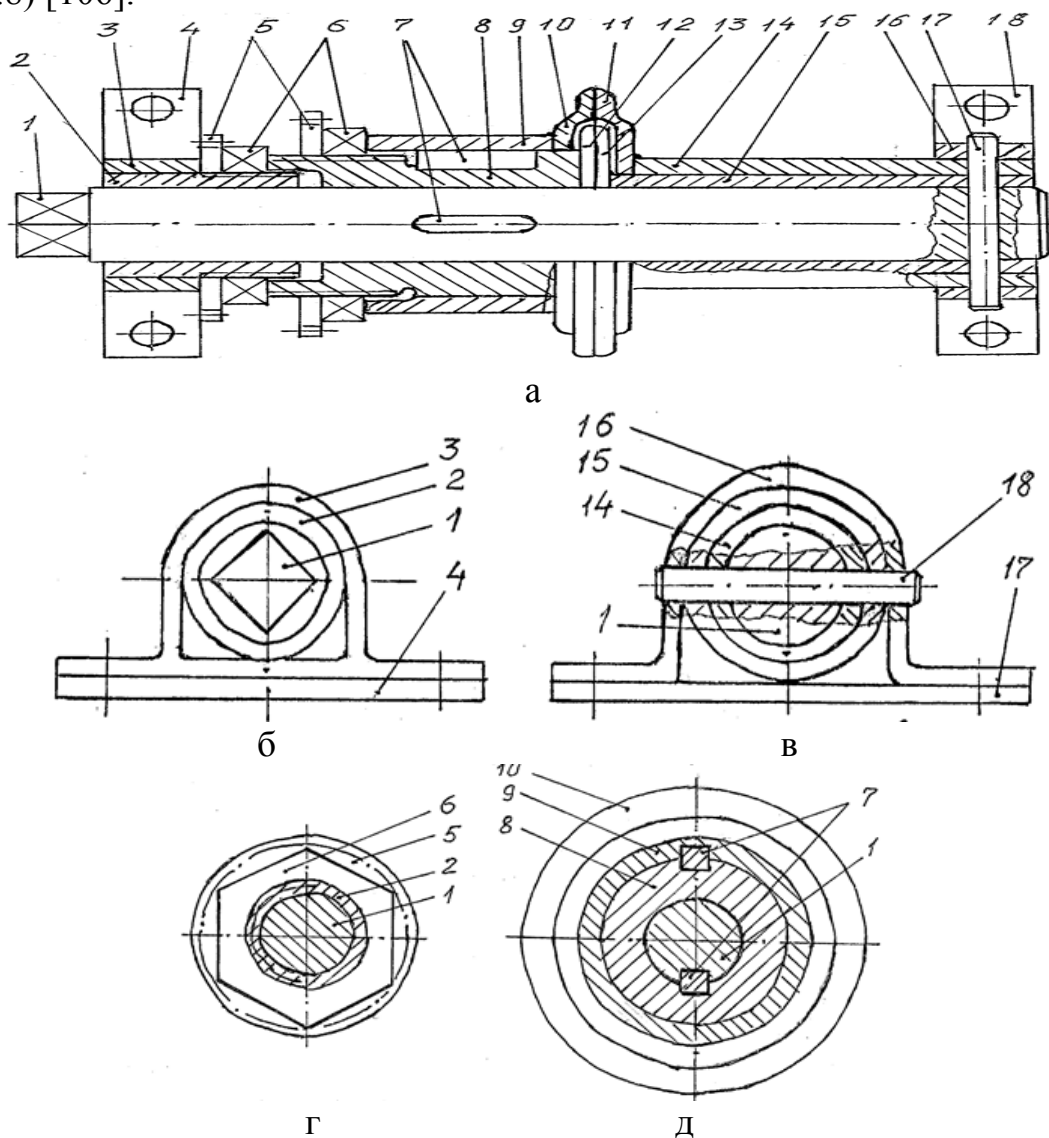


Рис. 2.8. З'єднання змінної жорсткості

Поставлена задача вирішується тим, що в ЗЗЖ, яке містить вал, регулювальну втулку, контргайки, трубки, зубчасте колесо, розміщено в трубці, на кінцях трубок закріплені диски, які зчіплюються з дисками приєднаними до регулювальних втулок, що з'єднані з валом шпонками, а на існуючому та додатковому зубчастих колесах закріплені дві контргайки, які з'єднані різьбами: одна з опорною, друга з регулювальною втулками, з можливістю дистанційного переміщення регулювальних втулок в осьовому напрямі.

Таке поєднання елементів з'єднання забезпечує поетапну передачу крутного моменту за рахунок плавного включення в роботу спочатку вала, а потім

регулювальних втулок і трубок, тобто на заключному етапі роботи, всіх деталей з'єднань.

На рис. 2.8, *а* зображений загальний вигляд 3ЗЖ, на рис. 2.8, *б* – вигляд з'єднання з лівого торця, на рис. 2.8, *в* – вигляд з'єднання з правого торця, на рис. 2.8, *г* – перерізи вала і опорної втулки, на рис. 2.8, – переріз вала і регулювальних втулок.

Пристрій складається з суцільного вала 1, опорної втулки 2, скоби 3, опори 4, зубчастих коліс 5 і контргайок 6. Шпонки 7 з'єднують вал 1 з регулювальними втулками 8 і 9. Диски 10, 11 закріплені до торців регулювальних втулок 8, 9, а диски 12 і 13 – до трубок 14 і 15, які надіті на вал 1, скобою 16 приєднані штифтом 17 до опори 18.

3ЗЖ працює таким чином: при обертанні вала 1 навколо своєї осі, закручуються регулювальні втулки 8 і 9, а після стиснення дисків 10, 11, 12 також закручуються трубки 14 і 15, що змінює жорсткість з'єднання на заключному етапі роботи.

Регулювання жорсткості з'єднання виконується так: при загвинчуванні контргайок 6 вправо переміщаються регулювальні втулки 8 і 9 в осьовому напрямі, таким чином зчіплюються через диски 10-13 регулювальні втулки 8 і 9 з трубками 14 і 15, в результаті рух від вала передається через шпонку 7 до регулювальних трубок 8 і 9 і трубок 14, 15, що приводить до збільшення жорсткості з'єднання.

При загвинчуванні контргайки 6 вліво переміщаються регулювальні втулки 8 і 9; диски 10-13 розчіплюються, в результаті рух передається лише валом 1, що зменшує жорсткість з'єднання. За допомогою зубчастих коліс 5 можна дистанційно керувати процесом зміни жорсткості з'єднання.

Регулювання жорсткості з'єднання може виконуватися шляхом зчеплення однієї пари дисків.

Виготовити надійну конструкцію 3ЗЖ можна, вибравши відповідні матеріали деталей з'єднання та його конструктивні розміри на основі оптимальних методів розрахунків, що збільшить довговічність конструкції.

Варіант восьмий. Конструкція з'єднання направлена на поетапну зміну жорсткості за рахунок послідовної передачі крутного моменту від вала до регулювальних втулок і трубок, що приводить до покращення роботи машини, при застосуванні такого з'єднання, наприклад, як підвіски транспортного засобу (рис. 2.9) [107].

Поставлена задача вирішується тим, що в 3ЗЖ, яке містить вал, регулювальні втулки, контргайки, трубки, зубчасті колеса, шпонки, скоби, опори, штифт, вал розміщений в трубці, на кінцях трубок і регулювальних втулок виконані конусні поверхні, які зчіплюються між собою, а на поверхнях регулювальної втулки і трубки встановлена попередньо стиснута пружина, яка одним кінцем опирається в шайбу, а другим – в опору.

Таке поєднання елементів з'єднання забезпечує поетапну передачу крутного моменту за рахунок плавного включення в роботу спочатку вала, а потім регулювальних втулок і трубок, тобто на заключному етапі роботи, всіх деталей

з'єднань.

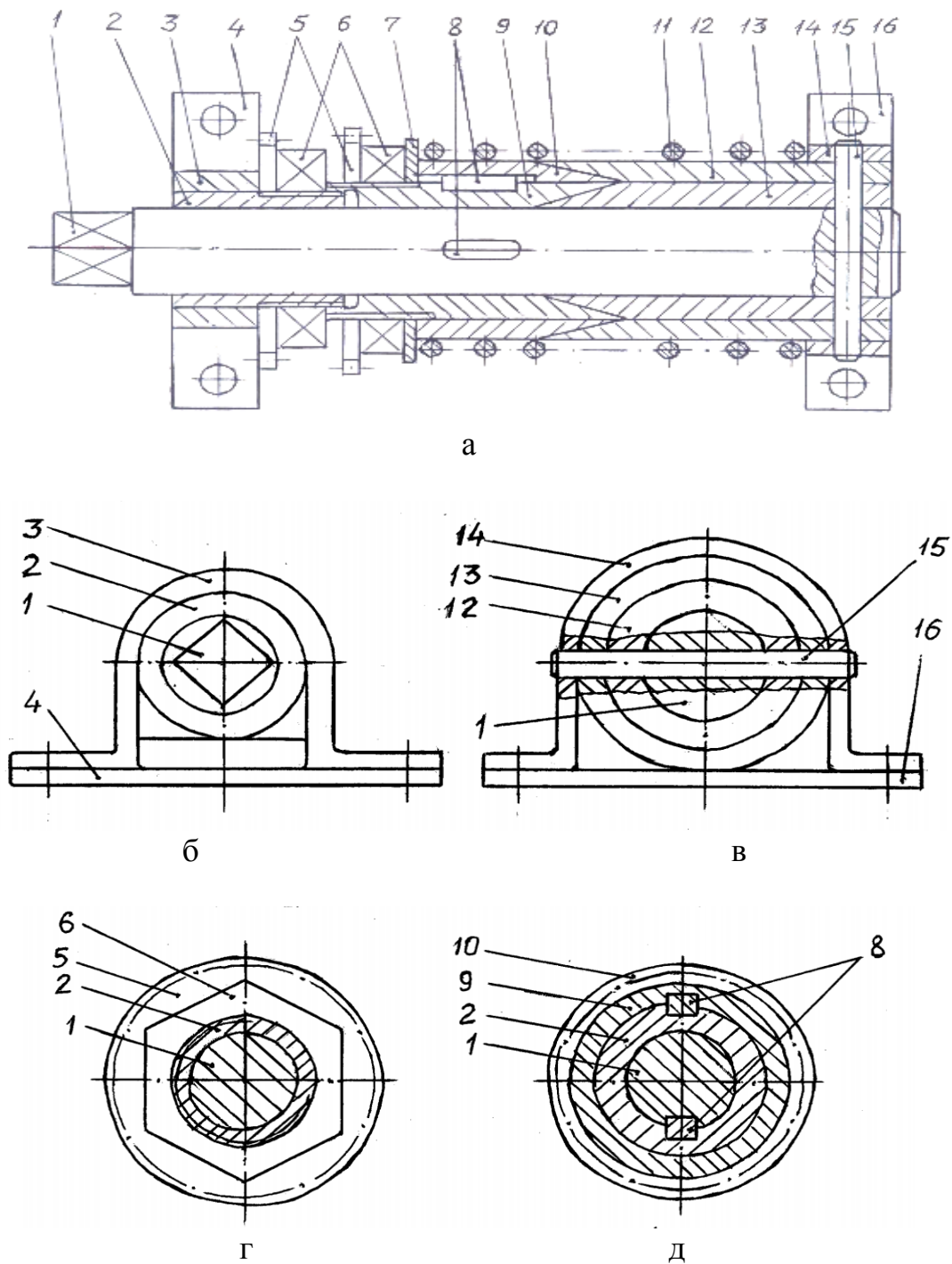


Рис. 2.9. З'єднання змінної жорсткості

На рис. 2.9, а зображений загальний вигляд ЗЗЖ, на рис. 2.9, б – вигляд з'єднання з лівого торця, на рис. 2.9, в – вигляд з'єднання з правого торця, на рис. 2.9, г – перерізи вала і опорної втулки, на рис. 2.9, д – переріз вала і регулювальних втулок

Пристрій складається з суцільного вала 1, опорної втулки 2, скоби 3, опори 4, зубчастих коліс 5, контргайок 6 і шайби 7. Шпонки 8 з'єднують вал 1 з регу-

лювальними втулками 9 і 10 на поверхні яких розміщена пружина 11. Трубки 12 і 13, які надіті на вал 1, скобою 14 приєднані штифтом 15 до опори 16.

З'єднання змінної жорсткості працює таким чином: при обертанні вала 1 навколо своєї осі, закручуються регулювальні втулки 9 і 10, а після стиснення трубок 12 і 13 відбувається їх закручення, причому крутний момент плавно перерозподіляється між валом 1, втулками 9, 10 і трубками 12, 13.

Регулювання жорсткості з'єднання виконується так: при загвинчуванні контргайок 6 вправо переміщаються регулювальні втулки 9 і 10 в осьовому напрямі, таким чином відбувається зчіплення конусних поверхонь втулок 9, 10 і трубок 12, 13, що приводить до збільшення жорсткості з'єднання.

При загвинчуванні контргайки 6 вліво переміщаються регулювальні втулки 9 і 10 в осьовому напрямі за допомогою стиснутої пружини 11; трубки 12 і 13 розчіплюються, в результаті рух передається лише валом 1, що зменшує жорсткість з'єднання. За допомогою зубчастих коліс 5 можна дистанційно керувати процесом зміни жорсткості з'єднання послідовним введенням в роботу однієї або двох пар регулювальних втулок і трубок.

Регулювання жорсткості з'єднання може виконуватися шляхом зчеплення однієї пари втулка-трубка.

Виготовити надійну конструкцію ЗЗЖ можна, вибравши відповідні матеріали деталей з'єднання та його конструктивні розміри на основі оптимальних методів розрахунків, що збільшить довговічність конструкції.

2.3. Обґрунтування основних параметрів пружних елементів з'єднань

2.3.1. Принципи оптимального проектування пружних елементів

Для обґрунтування основних параметрів деталей ЗЗЖ застосовуємо методи лінійного і нелінійного програмування. Формуємо математичну модель задачі, яка має достовірно описувати реальні умови роботи з'єднань. Вибираємо системи обмежень, які забезпечують можливість розв'язку: число обмежень має бути більше числа невідомих задачі; область допустимих розв'язків обмежена і випукла [35; 123; 126].

Із умов постановки задачі вибираємо цільову функцію, яку розглядаємо як один із економічних показників (об'єм, маса або вартість матеріалу), значення якого необхідно мінімізувати. Обмеження виражаємо, як компоновочні, конструктивні, технологічні або експлуатаційні вимоги.

В залежності від характеру задач оптимізації невідомі параметри розділяємо на фізичні і геометричні. Фізичні параметри конструктивної форми деталей з'єднань визначають механічні характеристики матеріалів, а також початкові сили, напруження чи переміщення в елементах або в їх окремих перерізах. Геометричні параметри включають пружні елементи з'єднання, типи і розміри поперечних перерізів, розподіл матеріалу по елементам конструкції і розміри складальних одиниць.

У задачах лінійного програмування цільову функцію виражаємо лінійною функцією кількох змінних, а обмеження у вигляді лінійних рівнянь і нерівностей.

Величина досліджуваного процесу лінійна функція n змінних

$$z = c_1x_1 + c_2x_2 + \dots + c_nx_n. \quad (2.4)$$

Враховуючи фізичні процеси, які відбуваються при роботі з'єднань, визначимо коефіцієнти розподілу крутних моментів для нових конструкцій ЗЗЖ восьми варіантів поєднань їх пружних елементів.

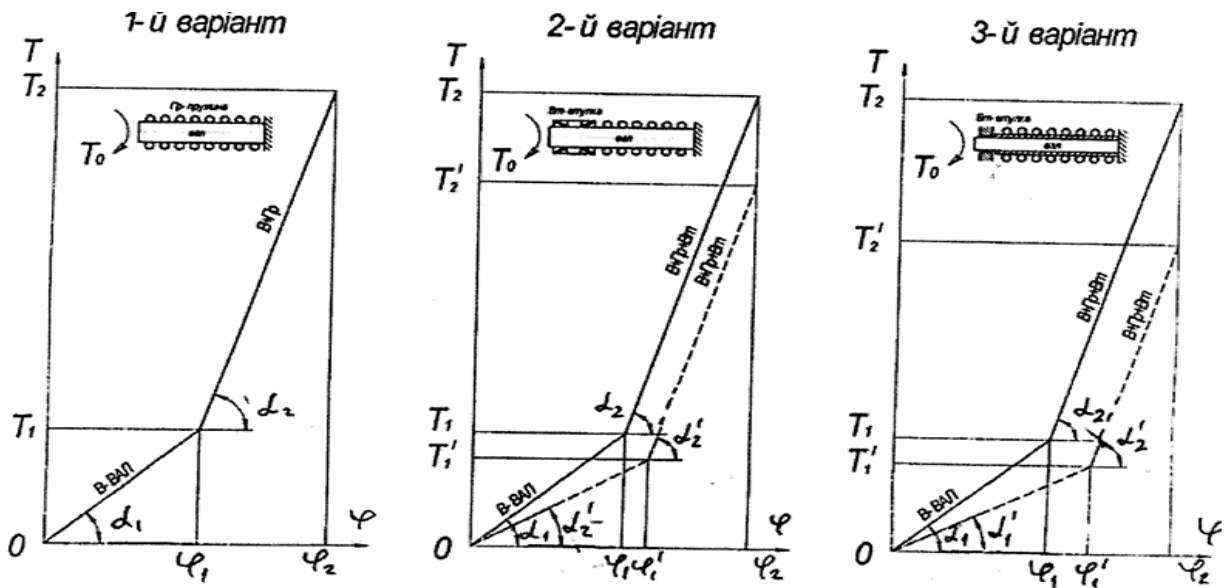


Рис. 2.10. Характеристики пружних елементів ЗЗЖ

Перший варіант (рис. 2.2). Сумуючий крутний момент прикладений до з'єднання розподіляється між валом $T_в$, пружиною $T_{пр}$, та витрачається на тертя $T_{тр}$, яке виникає між витками пружин і поверхнею вала

$$T_0 = T_в + T_{пр} + T_{тр}. \quad (2.6)$$

Розділимо кожен складову виразу на T_0 , отримаємо закон розподілу крутного моменту між пружними елементами ЗЗЖ

$$K_в + K_{пр} + K_{тр} = 1, \quad (2.7)$$

де $K_в$, $K_{пр}$, $K_{тр}$ – коефіцієнти розподілу крутного моменту.

Приймемо припущення, яке виконується на завершальному етапі роботи з'єднання; кожен із пружних елементів закручується на однаковий кут, тоді можна записати:

$$C_в + C_{пр}(1+f) = C_\Sigma, \quad (2.8)$$

де $C_в$, $C_{пр}$ – коефіцієнти жорсткості відповідно вала, пружин; f – коефіцієнт тертя між витками пружини і вала; C_Σ – зведена жорсткість з'єднання.

Після нескладних математичних перетворень отримаємо такі вирази:

$$K_в + K_{пр}(1+f) = 1; \quad \frac{C_в}{C_\Sigma} + \frac{C_{пр}(1+f)}{C_\Sigma} = 1. \quad (2.9)$$

Звідки отримаємо такі формули для коефіцієнтів розподілу крутного моменту між пружними елементами

$$K_в = \frac{1}{1+C_0(1+f)}; \quad K_{пр} = C_0 K_в; \quad K_{тр} = K_{пр} f, \quad (2.10)$$

де $C_0 = C_{пр} / C_в$; $K_{тр}$ – позначений на рис. 2.11, як $K'_{пр}$.

Другий варіант (рис. 2.3). Крутний момент, який передається з'єднанням розподіляється між валом T_{ϵ} , втулкою $T_{\epsilon m}$ і пружиною T_{np} , тому

$$T_0 = T_{\epsilon} + T_{np} + T_{\epsilon m} + T_{mp}. \quad (2.11)$$

Прийmemo подібні припущення як і для першого варіанту і отримаємо такі вирази:

$$K_{\epsilon} + K_1(1+f) = 1; \quad \frac{C_{\epsilon}}{C_{\Sigma}} + \frac{C_2^0(1+f)}{C_{\Sigma}} = 1, \quad (2.12)$$

де $C_2^0 = C_2 C_{\epsilon}$.

Із даних виразів після математичних перетворень отримаємо формули для коефіцієнтів розподілу крутного моменту між пружними елементами

$$K_{\epsilon} = \frac{1}{1 + C_2(1+f)}; \quad K_1 = K_{np} + K_{\epsilon m}; \quad K_1 = C_2 K_{\epsilon}; \quad K_{mp} = K_1 f, \quad (2.13)$$

де $C_1 = \frac{C_{\epsilon m}}{C_{\epsilon}}$; $C_2 = \frac{C_0 C_1}{C_0 + C_1}$, $C_0 = \frac{C_{np}}{C_{\epsilon}}$.

В третьому варіанті (рис. 2.4) крутний момент, який передається з'єднанням, розподіляється між валом T_{ϵ} , пружиною T_{np} і втулкою $T_{\epsilon m}$

$$T_0 = T_{\epsilon} + T_{np} + T_{\epsilon m} + T_{mp}. \quad (2.14)$$

Виконавши подібні перетворення, як для першого та другого варіантів, отримаємо

$$K_{\epsilon} + K_{np} + K_{\epsilon m} + K_{mp} = 1; \quad \frac{C_{\epsilon}}{C_{\Sigma}} + \frac{C_{np}}{C_{\Sigma}} + \frac{C_{\epsilon m}}{C_{\Sigma}} = 1. \quad (2.15)$$

Коефіцієнти розподілу крутного моменту між пружними елементами з'єднання будуть

$$K_{\epsilon} = \frac{1}{1 + C_0(1+f) + C_1}; \quad K_{np} = C_0 K_{\epsilon}; \quad K_{\epsilon m} = C_1 K_{\epsilon}; \quad K_{mp} = K_{np} f. \quad (2.16)$$

Для побудови графіків коефіцієнтів розподілу крутного моменту між пружними елементами задаємося межами величин: відношенням коефіцієнтів жорсткостей $C_0 = 0,1 \dots 10$; коефіцієнтів розподілу крутного моменту $K_1 = 0 \dots 1$.

На графіку (рис. 2.11) показано стрілками приклади знаходження коефіцієнтів K_{ϵ} і K_{np} при заданих значеннях C_0 :

при $C_0 = 0,5$, $f = 0 \rightarrow K_{\epsilon} = 0,67$, $K_{np} = 0,34$; при $C_0 = 1$, $f = 0,15 \rightarrow K_{\epsilon} = K_{np} = 0,47$.

На графіку (рис. 2.12) показано стрілками визначення коефіцієнтів K_{ϵ} і K_1 при заданих значеннях коефіцієнтів $C_0 = 1$ і $C_1 = 0,4$; $K_{\epsilon} = 0,78$, $K_1 = 0,23$.

Графік (рис. 2.12) дозволяє виконати багатоваріантний вибір коефіцієнтів K_{ϵ} , K_{np} , $K_{\epsilon m}$ при заданих значеннях коефіцієнтів C_0 і C_1 (хід визначення коефіцієнтів показаний стрілками).

Відтак, побудовані графіки (рис. 2.11; 2.12; 2.13) дозволяють виконувати багатоваріантний вибір коефіцієнтів розподілу крутного моменту, який переда-

ється ЗЗЖ, що дасть можливість вибрати раціональні параметри пружних елементів, це підвищить працездатність з'єднання і машини вцілому.

1-й варіант

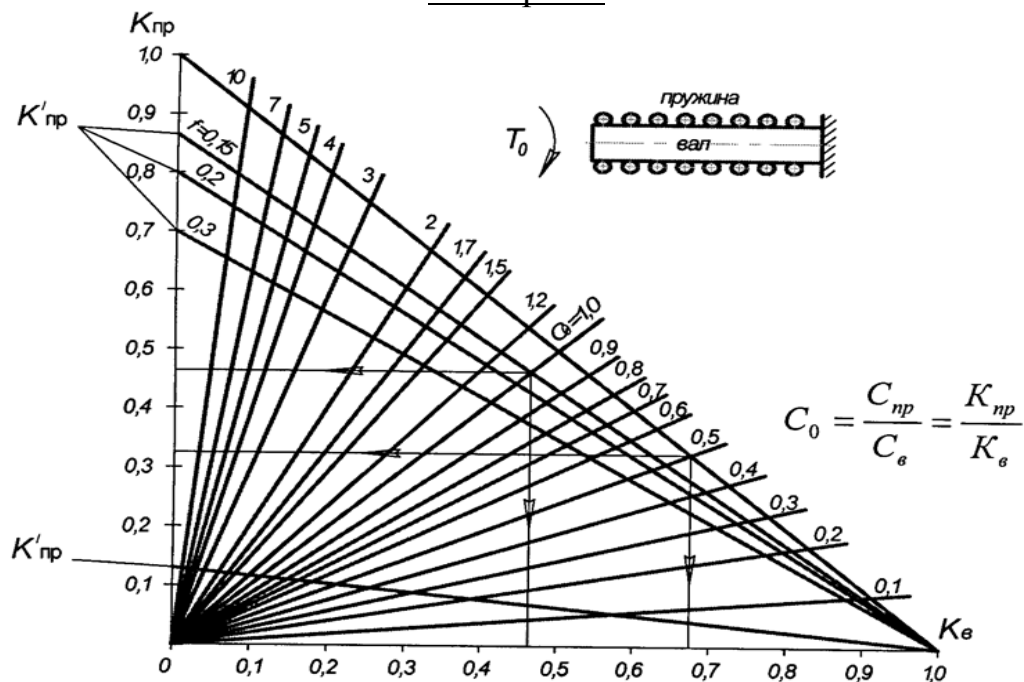


Рис. 2.11. Графік коефіцієнтів розподілу крутного моменту між валом і пружиною

ЗЗЖ: K_e , $K_{пр}$, $K'_{пр}$ – коефіцієнти розподілу крутного моменту:

$$\text{вал } K_e = T_e / T_0; \text{ пружина } K_{пр} = T_{пр} / T_0$$

2-й варіант

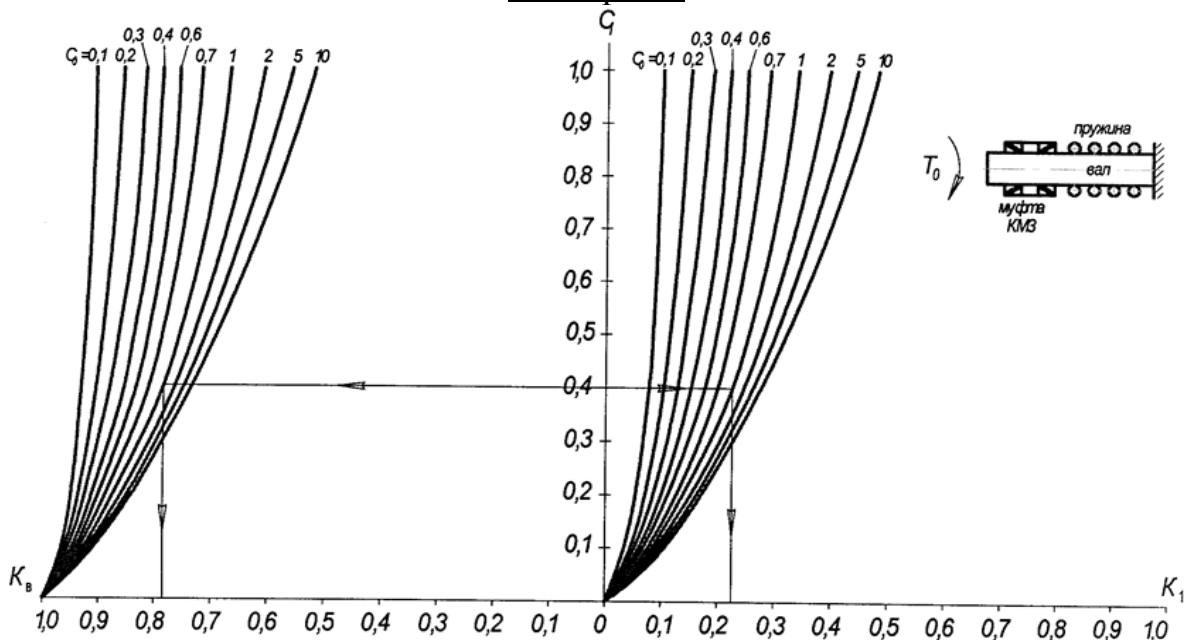


Рис. 2.12. Графік коефіцієнтів розподілу крутного моменту між валом, пружиною і втулкою: K_e , K_1 – коефіцієнти розподілу крутного моменту: $K_e = T_e / T_0$; $K_1 = T_1 / T_0$;

$T_1 = T_{пр} + T_{ем}$; C_0 , C_1 – відносні коефіцієнти жорсткостей елементів: $C_0 = C_{пр} / C_e$;

$$C_1 = C_{ем} / C_e$$

Третій варіант

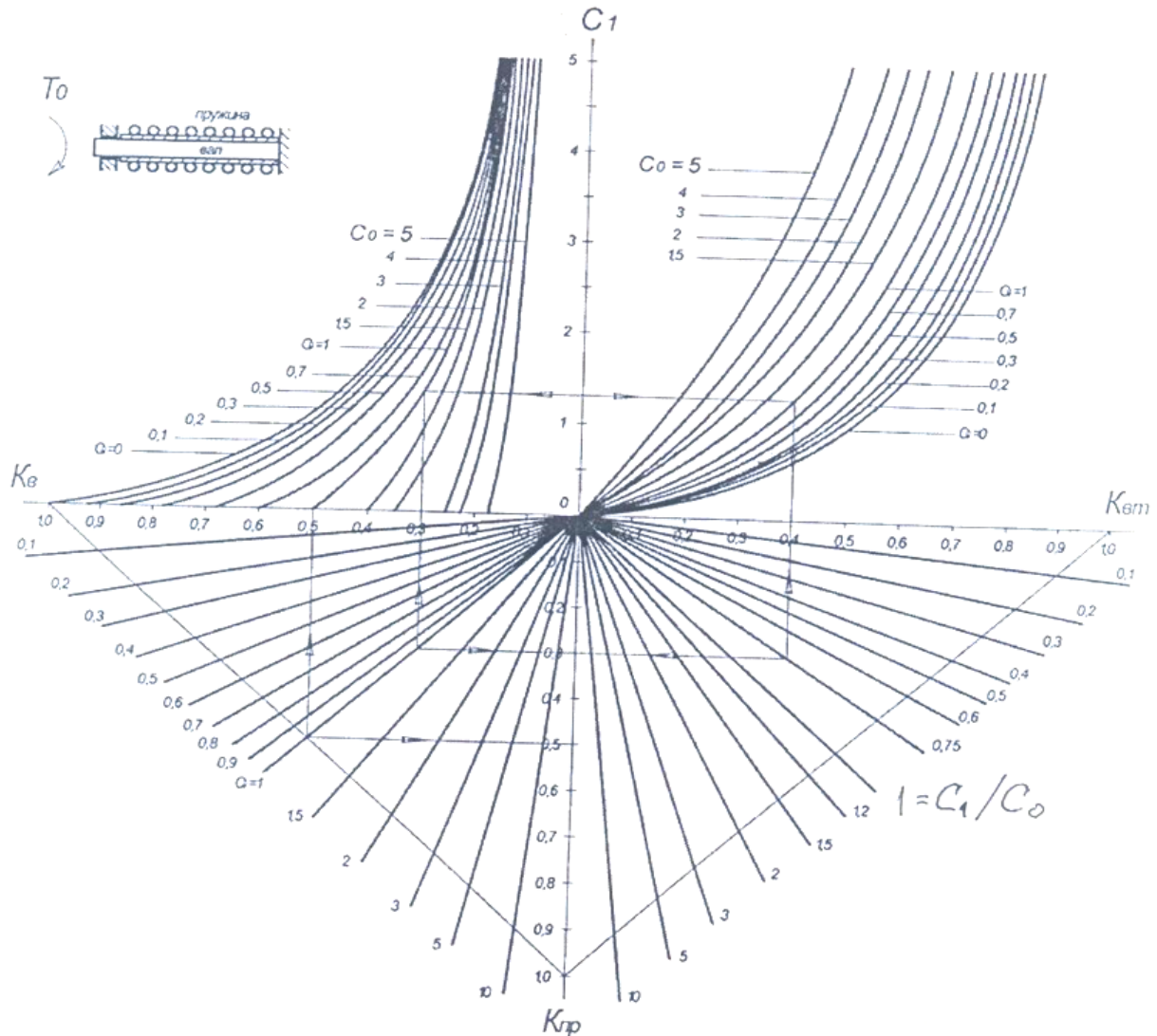


Рис. 2.13. Графік коефіцієнтів розподілу крутного моменту ЗЗЖ:

K_6, K_{np}, K_{6m} – коефіцієнти розподілу крутного моменту; $K_6 = T_6 / T_0$; $K_{np} = T_{np} / T_0$;

$$K_{6m} = T_{6m} / T_0; \quad K_1 = K_{6m} + K_{np};$$

C_0, C_1 – відносні коефіцієнти жорсткостей елементів: $C_0 = C_{np} / C_6$; $C_1 = C_{6m} / C_6$

Четвертий варіант (рис. 2.5). Крутний момент T_0 , який передається з'єднанням, розподіляється між валом T_6 , трубкою T_{np} і пружиною T_{np}

$$T_0 = T_6 + T_{np} + T_{np}. \quad (2.17)$$

Приймаючи припущення, що кути закручування деталей трубки і пружини в перерізі закріплення їх до вала однакові, отримаємо

$$\varphi_6 = \varphi_{np} = \varphi_{np}. \quad (2.18)$$

На основі цієї умови отримаємо такі співвідношення:

$$K_6 / C_6 = K_{np} / C_{np} = K_{np} / C_{np}, \quad (2.19)$$

де K_6, K_{np}, K_{np} – коефіцієнти розподілу крутного моменту між валом, трубкою і пружиною; C_6, C_{np}, C_{np} – жорсткості деталей відповідно.

Після відповідних математичних перетворень отримаємо такі формули:

$$K_{\epsilon} = \frac{C_{\epsilon}}{C_{\epsilon} + C_{mp} + C_{np}}; K_{mp} = K_{\epsilon} \frac{C_{mp}}{C_{\epsilon}}; K_{np} = K_{\epsilon} \frac{C_{np}}{C_{\epsilon}}. \quad (2.20)$$

П'ятий варіант. При встановленні закону розподілу сил між пружинами було прийнято такі припущення: 1 – сила прикладена до з'єднання в центрі симетрії; 2 – пружні сили пружин під час роботи з'єднання складаються; 3 – осьове зміщення основної та додаткової пружин однакове при їх спільній роботі; 4 – пружини досягають граничного стиску одночасно на заключному етапі роботи; 5 – силами тертя при розрахунках нехтуємо.

Прийняті припущення дозволяють визначити сили, які сприймаються кожною пружиною окремо та коефіцієнти розподілу сил:

$$F_0 = k_{осн} \cdot F; F_{\partial} = k_{\partial} \cdot F; k_{осн} + k_{\partial} = 1; k_{\partial} / k_{осн} = c_{\partial} / c_{осн} = c_o,$$

тоді

$$k_{осн} = \frac{1}{1 + c_o}; k_{\partial} = \frac{c_o}{1 + c_o}, \quad (2.21)$$

де $k_{осн}, k_{\partial}$ – коефіцієнти розподілу сили; c_o – відношення жорсткостей пружин.

Для обґрунтування раціональних параметрів пружин необхідно побудувати графік $k_{\partial} = c_o \cdot k_{осн}$. Задамо ряд значень c_o в межах 0,1...10, визначимо відповідні коефіцієнти $k_{осн}$ і k_{∂} ; по їх значеннях будуємо графік $k_{\partial} = c_o \cdot k_{осн}$ (рис. 2.14).

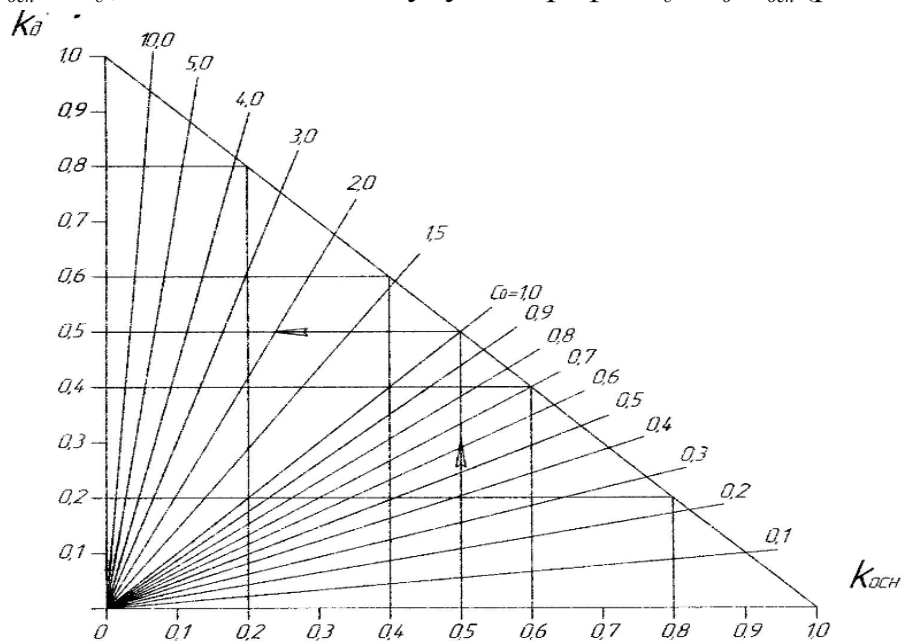


Рис. 2.14. Коефіцієнти розподілу сили в з'єднанні з регульовальною жорсткістю

Шостий варіант. При роботі з'єднання його деталі (вал, втулка і трубки) закручуються сумуючим крутним моментом

$$T_{\Sigma} = T_{\epsilon} + T_{вт} + T_{mp1} + T_{mp2}, \quad (2.22)$$

де $T_{\epsilon}, T_{вт}, T_{mp1}, T_{mp2}$ – моменти пружних сил вала, втулки і трубки.

Встановимо закон розподілу моментів між даними деталями на основі розрахункової схеми з'єднання (рис. 2.15).

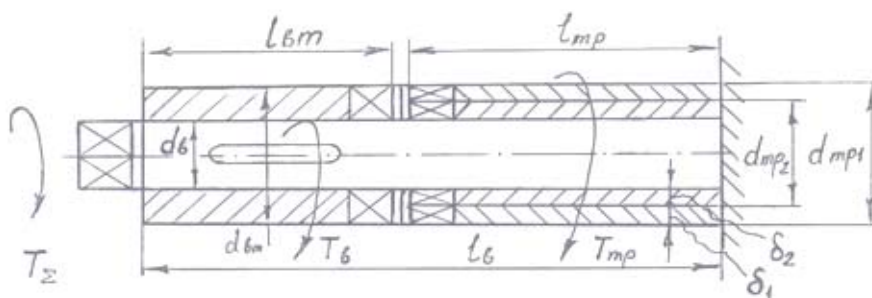


Рис. 2.15. Розрахункова схема ЗЗЖ

При розрахунках прийнемо припущення, що кути закручування цих деталей однакові в місці контакту втулки з трубами, тобто

$$\varphi_6 = \varphi_{6m} = \varphi_{mp1} = \varphi_{mp2}, \quad (2.23)$$

Звідки отримаємо такі співвідношення

$$\frac{T_6 \cdot l_6}{G \cdot J\rho_6} = \frac{T_{6m} \cdot l_{6m}}{G \cdot J\rho_{6m}} = \frac{T_{mp1} \cdot l_{mp1}}{G \cdot J\rho_{mp1}} = \frac{T_{mp2} \cdot l_{mp2}}{G \cdot J\rho_{mp2}}, \quad (2.24)$$

або

$$\frac{K_6}{C_6} = \frac{K_{6m}}{C_{6m}} = \frac{K_{mp1}}{C_{mp1}} = \frac{K_{mp2}}{C_{mp2}}, \quad (2.25)$$

де $K_6, K_{6m}, K_{mp1}, K_{mp2}$ – коефіцієнти розподілу навантаження між валом, втулкою і трубами; $C_6, C_{6m}, C_{mp1}, C_{mp2}$ – жорсткості деталей відповідно.

Після відповідних математичних перетворень отримаємо такі формули:

$$K_{mp1} = K_6 \frac{C_{mp1}}{C_6}, \quad K_{mp2} = K_6 \frac{C_{mp2}}{C_6}, \quad K_{6m} = K_6 \frac{C_{6m}}{C_6}, \quad K_6 = \frac{C_6}{C_6 + C_{6m} + C_{mp1} + C_{mp2}}. \quad (2.26)$$

Сьомий та восьмий варіанти. Величини коефіцієнтів розподілу крутного моменту з'єднання визначаємо на основі припущення, що кути закручування деталей в місці їх дотику однакові, тобто

$$\varphi_6 = \varphi_{mpi} = \varphi_{6mi}. \quad (2.27)$$

Коли виконаємо аналогічні математичні дії, як і в шостому варіанті, отримаємо такі формули:

$$K_6 = \frac{C_6}{C_6 + C_{mpi} + C_{6mi}}, \quad K_{mpi} = K_6 \frac{C_{mpi}}{C_6}, \quad K_{6mi} = K_6 \frac{C_{6mi}}{C_6}, \quad (2.28)$$

де K_6, K_{mpi}, K_{6mi} – коефіцієнти розподілу крутного моменту між валом, трубками і втулками; C_6, C_{mpi}, C_{6mi} – жорсткості деталей відповідно.

Методика розподілу навантажень між пружними елементами нових з'єднань змінної жорсткості дозволяє обґрунтовано виконувати розрахунки деталей з'єднань.

2.3.3. Вибір конструктивних параметрів вала

Розрахункова схема ЗЗЖ нової конструкції (варіант другий) показана на рис. 2.16, враховує його характерні конструктивні особливості та геометричні параметри.

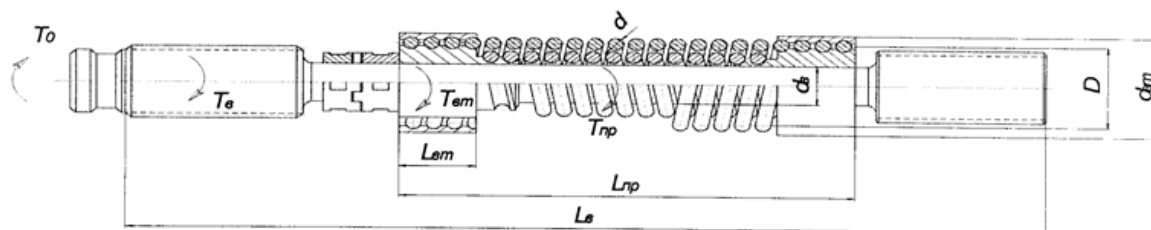


Рис. 2.16. Розрахункова схема ЗЗЖ нової конструкції

Під час складання розрахункової схеми з'єднання прийнято такі припущення:

- 1) напруження в елементах з'єднання не перевищують допустимих;
- 2) деформації елементів знаходяться в допустимих межах;
- 3) коефіцієнти запасу міцності деталей рівні допустимим;
- 4) геометричні розміри елементів з'єднання допускають їх конструктивне поєднання (складання).

Основою для подальших досліджень є математична модель, яка враховує основні експлуатаційні чинники, серед яких вплив на жорсткість способів поєднання пружних елементів з'єднання. При виборі конструктивних параметрів вала (торсіона) будемо задаватися обмеженнями, які характерні для нових конструкцій з'єднань.

Так як функції, які задають обмеження у вигляді нерівностей, і цільова функція є нелінійними, то задачі оптимізації відносяться до задач нелінійного програмування [58].

Задачу оптимізації вала мінімальної маси зводимо до вибору оптимальних конструктивних параметрів: діаметр d_v та довжина l_v , які задовольняють обмеження по критеріям працездатності: міцність, жорсткість і витривалість. За цільову функцію приймаємо масу вала, яку виражаємо через його геометричні і фізичні параметри, вона є основним показником, який в найбільшій мірі характеризує собівартість виготовлення вала:

$$\phi_0 = a_0 \cdot d_v^2 \cdot l_v. \quad (2.29)$$

Обмеження, які впливають з умов роботи вала:

$$\text{умови} \begin{cases} \phi_1 = a_1 - b_1 \cdot d_v^3 \leq 0 ; & - \text{міцності} \\ \phi_2 = a_2 \cdot l_v - b_2 \cdot d_v^4 \leq 0 ; & - \text{жорсткості} \\ \phi_3 = b_3 - a_3 \cdot d_v^3 \leq 0 ; & - \text{витривалості} \\ \phi_4 = -d_v < 0 ; & - \text{конструктивні} \\ \phi_5 = -l_v < 0, \end{cases} \quad (2.30)$$

$$\text{де } a_0 = 0,25\pi\rho g; \quad a_1 = \frac{16T_0k_e}{\pi}; \quad a_2 = \frac{32T_0k_e}{\pi G}; \quad a_3 = \frac{\pi\tau_{-1}}{32(k_\tau / \varepsilon_\tau + \phi_\tau)T_0k_e};$$

$$b_1 = [\tau_{кр}]; \quad b_2 = [\varphi]; \quad b_3 = [S_\tau]; \quad (2.31)$$

де $[S_\tau]$, $[\tau_{кр}]$, $[\varphi]$ – допустимі значення коефіцієнтів запасу міцності, напруження кручення, кута закручування; G – модуль пружності другого роду; k_τ – коефіцієнт, що характеризує вплив концентраторів напружень; ε_τ – коефіцієнт, що характеризує вплив абсолютних розмірів поперечного перерізу; ϕ_τ – коефіцієнт, що характеризує чутливість матеріалу до асиметрії циклу напружень; τ_{-1} – межа витривалості кручення матеріалу торсіона; ρ – густина лу; g – пришвидшення земного тяжіння.

Необхідні умови оптимальності (умови Куна-Такера) такі:

$$v_i \geq 0; \quad v_i \cdot \phi_i = 0; \quad \frac{\partial}{\partial x_i}(L(x_i, v_i)) = 0, \quad (2.32)$$

де v_i – множники; $L(x_i, v_i)$ – лагранжіан; $L(x_i, v_i) = \phi_0 + v_i \phi_i$.

Для нашого випадку маємо

$$L(x_i, v_i) = a_0 \cdot d_\epsilon^2 \cdot l_\epsilon + v_1(a_1 - b_1 \cdot d_\epsilon^3) + v_2(a_2 \cdot l_\epsilon - b_2 \cdot d_\epsilon^4) + v_3(b_3 - a_3 \cdot d_\epsilon^3) \quad (2.33)$$

Часткові похідні запишемо так:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial d_\epsilon}(L(x_i, v_i)) &= 2a_0 \cdot d_\epsilon \cdot l_\epsilon - 3v_1 \cdot b_1 \cdot d_\epsilon^2 - \\ &- 4v_2 \cdot b_2 \cdot d_\epsilon^3 - 3v_3 \cdot a_3 \cdot d_\epsilon^2 = 0; \\ \frac{\partial}{\partial l_\epsilon}(L(x_i, v_i)) &= a_0 \cdot d_\epsilon^2 + v_2 \cdot a_2 = 0; \\ \frac{\partial}{\partial v_1}(L(x_i, v_i)) &= a_1 - b_1 \cdot d_\epsilon^3 = 0; \\ \frac{\partial}{\partial v_2}(L(x_i, v_i)) &= a_2 \cdot l_\epsilon + b_2 \cdot d_\epsilon^4 = 0; \\ \frac{\partial}{\partial v_3}(L(x_i, v_i)) &= b_3 - a_3 \cdot d_\epsilon^3 = 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.34)$$

Отримані вирази є системою алгебричних рівнянь з невідомими d_ϵ і l_ϵ .

Із розв'язку цієї системи отримаємо

$$d_{\epsilon_1} = \sqrt[3]{\frac{a_1}{b_1}}; \quad d_{\epsilon_3} = \sqrt[3]{\frac{b_3}{a_3}}; \quad l_\epsilon = \frac{b_2}{a_2} \cdot d_{\epsilon_{\max}}^4. \quad (2.35)$$

На основі отриманих формул (2.35) виконані розрахунки по визначенню оптимальних геометричних параметрів вала: діаметра d_ϵ та довжини l_ϵ ; при найбільш характерних даних:

$$T_0 = 10^3 \text{ Нм}; \quad G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}; \quad k_\tau = 1,1; \quad \varepsilon_\tau = 0,9; \quad \phi_\tau = 0,05; \quad [S_\tau] = 1,5;$$

$$[\tau_{кр}] = 700 \dots 900 \text{ МПа}; \quad [\varphi] = 0,1 \dots 1 \text{ рад.}$$

Побудована номограма, по якій можна вибрати оптимальний варіант з'єднання в залежності від величини крутного моменту, матеріалу, термообробки і кута закручування вала (рис. 2.17).

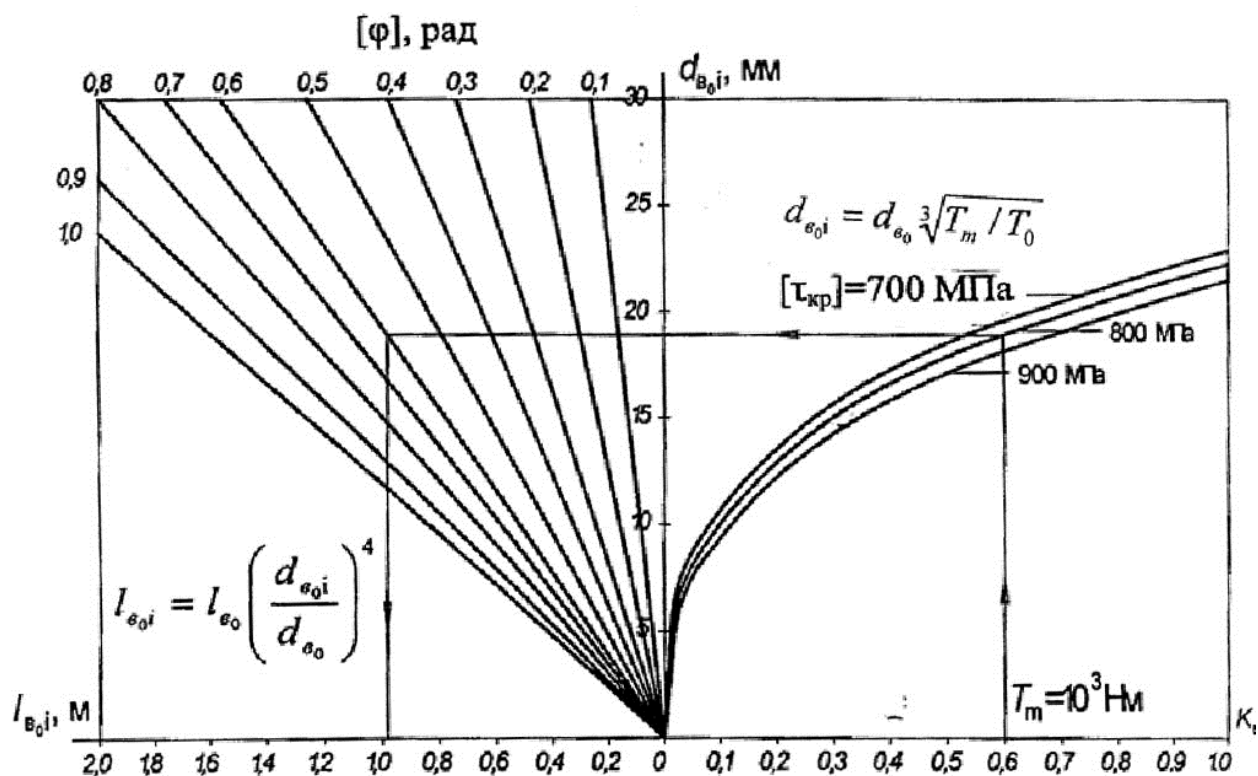


Рис. 2.17. Номограма для визначення оптимальних параметрів вала:

$K_e = T_e / T_0$ – коефіцієнт розподілу крутного моменту; $[\varphi]$ – допустимий кут за-

кручування вала; d_{eo} , l_{eo} – оптимальні діаметр і довжина вала;

$[\tau_{кр}]$ – допустиме напруження кручення; T_m – крутний момент

Користуючись формулами, наведеними на номограмі, можна обчислити геометричні параметри вала: діаметр d_{oi} , довжина l_{oi} для інших значень крутних моментів, так як номограма дозволяє визначати названі параметри лише для значень крутного моменту $T_o = 10^3 \text{ Нм}$.

Розглянемо цей процес на прикладі. Задамо такі вихідні дані: $T_o = 10^3 \text{ Нм}$, $K_e = 0,6$, $[\varphi] = 0,6$, $[\tau_{кр}] = 800 \text{ МПа}$. Спочатку на номограмі знайдемо оптимальні параметри – діаметр $d_{eo} = 19 \text{ мм}$, довжину $l_{eo} = 0,98 \text{ м}$ (хід визначення показаний стрілками). Потім обчислюємо ці параметри для значень крутних моментів: $T_{m1} = 0,5 \cdot 10^3 \text{ Нм}$, $T_{m2} = 1,5 \cdot 10^3 \text{ Нм}$ за формулами

$$d_{oi} = d_{eo} \sqrt[3]{T_{m1} / T_o} = 19 \cdot \sqrt[3]{0,5 \cdot 10^3 / 10^3} = 15 \text{ мм} ;$$

$$l_{oi} = l_{eo} (d_{oi} / d_{eo})^4 = 0,98 \cdot (15 / 19)^4 = 0,38 \text{ м} ,$$

$$d_{oi} = 19 \cdot \sqrt[3]{1,5 \cdot 10^3 / 10^3} = 21,75 \text{ мм} , l_{oi} = 0,98 \cdot (21,75 / 19)^4 = 1,68 \text{ м} .$$

2.3.4. Оптимізація конструктивних параметрів пружин кручення

Оптимізація конструктивних параметрів пружини кручення з'єднання зводимо до вибору її геометричних розмірів: d , D , n – діаметр дроту, середній діаметр пружини, число витків, при яких виконувалися умови міцності та жорсткості, а маса пружини була мінімальною.

Цільову функцію виражаємо через фізичні параметри так

$$\Psi_0 = a_0 D d^2 + a_1 d^6 \quad (2.36)$$

Обмеження, які впливають із умов роботи з'єднання:

$$\text{критерій міцності:} \quad \Psi_1 = \frac{a_2}{d^{2,885} D^{0,115}} - [\sigma_{32}] \leq 0 \quad (2.37)$$

$$\text{умови компоновки:} \quad \begin{cases} \psi_2 = -d \leq 0; \\ \psi_3 = -D \leq 0; \\ \psi_4 = |D_0| - |D - d| \leq 0; \end{cases} \quad (2.38)$$

$$\text{де } a_0 = 0,25 \cdot \pi^2 \rho g n_n; \quad a_1 = \frac{\pi^2 \rho g E [\varphi]}{14680 \cdot T_0}; \quad a_2 = 14,5 T_0.$$

Умови Куна – Такера забезпечують існування множників, для яких:

$$\left. \begin{aligned} v \geq 0; \quad v \Psi = 0; \quad 2a_0 D d + 6a_1 d^5 - v a_2 \frac{1}{d^{3,885} D^{0,115}} = 0; \\ a_0 d - v \cdot 0,115 \frac{a_2}{d^{2,885} D^{1,115}} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.39)$$

Звідси знаходимо

$$\left. \begin{aligned} D &= 7 \cdot 10^{-5} a_4 d^4; \\ d &= a_3^{0,3} / a_4^{0,035}, \end{aligned} \right\} \quad (2.40)$$

$$\text{де } a_3 = \frac{43,52 T_0}{[\sigma_{32}]}; \quad a_4 = \frac{E \cdot [\varphi]}{T_0 \cdot n_a}. \quad (2.41)$$

Виконані розрахунки на основі формул (2.40), (2.41) і побудовані графіки, з яких знаходяться оптимальні значення d і D (рис. 2.18).

Отже, задача оптимізації деталей з'єднання зводиться до вибору геометричних параметрів, які задовольняють обмеження.

Відтак, запропонована методика з оптимізації конструктивних параметрів деталей з'єднання змінної жорсткості дозволяє виконувати багатоваріантний аналіз при проектуванні та модернізації систем підресорювання транспортних засобів, які експлуатуються в складних дорожніх умовах, а також віброізоляторів технологічних машин, за умовами експлуатації яких необхідно змінювати їх жорсткість.

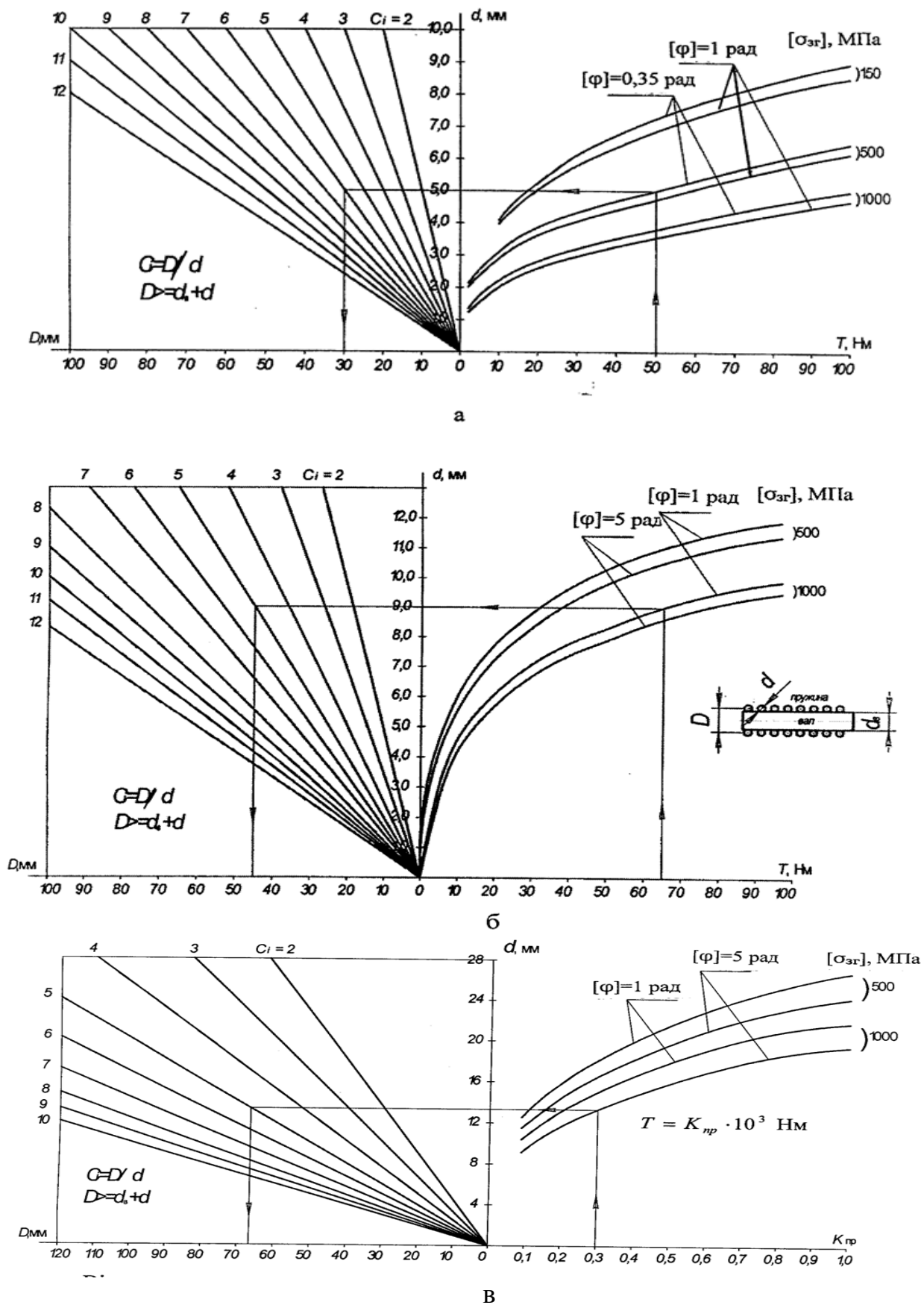


Рис. 2.18. Номограма для визначення оптимальних параметрів пружини:
 T – крутний момент; $[φ]$ – допустимий кут закручування; $[σ_{зг}]$ – допустиме напруження згинання; C_i , d , D – параметри пружини

2.3.5. Визначення геометричних параметрів пружних елементів з'єднання

Конструктивно ЗЗЖ є концентричні циліндричні пружини стиску (основна і допоміжна) і регулювальний пристрій (рис. 2.19).

Пружини розміщаються концентрично, мають праве і ліве навивання. Зміна жорсткості з'єднання досягається за рахунок введення в дію допоміжної пружини шляхом переміщення гайки регулювального пристрою.

Розробимо розрахункову модель для аналізу процесу роботи з'єднання.

Аналіз різноманітних систем підресорювання машин, а також процес їх роботи показує, що виникає необхідність вибору пружних елементів, які забезпечують значне зростання відновлювальної сили на заключному етапі роботи з'єднання [104]. Такі характеристики можуть мати підвіски з нелінійною залежністю пружної сили від її деформації [1-3; 59]. Важливою проблемою є забезпечення допустимого рівня частоти вібрацій. Ці комплексні проблеми виникають під час проектування нових конструкцій з'єднань і є предметом дослідження.

Відомо [20-23], що найбільша комфортабельність перевезення пасажирів і вантажу відбувається під час зміни частот коливань корпусу машини в діапазонах 0,5-5 Гц. Під час руху транспортних засобів в складних умовах експлуатаційні вимоги накладають обмеження на вертикальні коливання корпусу: амплітуда вертикальних коливань корпусу не повинна перевищувати 0,1 м. Тому необхідно вибрати конструктивні і геометричні параметри з'єднання такими, щоб їх технічні характеристики не виходили за вказані межі.

Вибір раціональних параметрів з'єднання – геометричні розміри деталей; виконувався з врахуванням критеріїв працездатності елементів – міцності, жорсткості і вібростійкості.

Дослідження виконуємо для кожного пружного елемента з'єднання. Спочатку виконаємо обґрунтування параметрів основної пружини – геометричні розміри: d_0 , D_0 , n – діаметр дроту, середній діаметр, кількість витків.

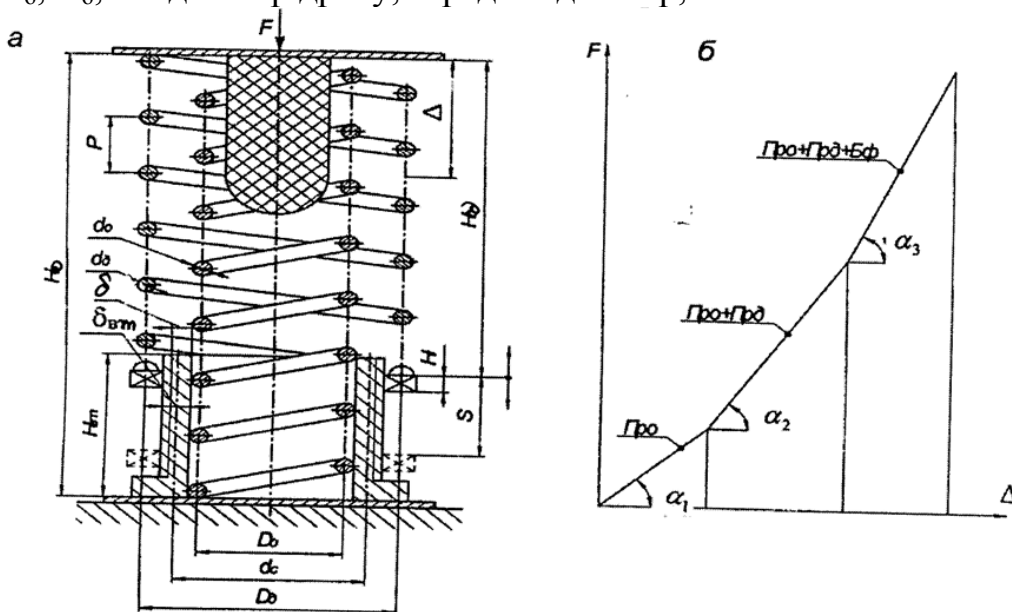


Рис. 2.19. З'єднання пружинне з регулювальною жорсткістю:
а – схема розрахункова; б – пружня характеристика

Цільову функцію виражаємо через фізичні параметри:

$$\psi_0 = a_0 \cdot D \cdot d + a'_0 \cdot D \cdot d^2. \quad (2.42)$$

Складаємо обмеження, які впливають із умов роботи з'єднання:

$$\left. \begin{aligned} \text{критерій жорсткості: } \psi_1 &= b_1 - a_1 \frac{D^3}{d^5} \leq 0; \\ \text{критерій міцності: } \psi_2 &= a_2 \frac{D}{d^3} - b_2 \leq 0; \\ \text{критерій вібростійкості: } \psi_3 &= b_3 - a_3 \left(\frac{d}{D} \right)^2 \leq 0; \psi_4 = -D \leq 0; \end{aligned} \right\} \quad (2.43)$$

$$\begin{aligned} \text{де } a'_0 &= \frac{\pi^2 \cdot n_H \cdot \rho \cdot g}{4}; \quad a_0 = \frac{\pi^2 \cdot H \cdot \rho \cdot g}{4 \cdot i}; \quad a_1 = \frac{8 \cdot F \cdot H}{i \cdot G}; \quad a_2 = \frac{8F}{\pi} k_k \leq 0; \\ a_3 &= \frac{i \cdot \sqrt{G/(2\rho)}}{2\pi H}; \quad b_1 = \Delta; \quad b_2 = [\tau]; \quad b_3 = \omega, \end{aligned} \quad (2.44)$$

де G – модуль пружності другого роду; g – пришвидшення вільного падіння; $[\square]$ – допустиме напруження кручення; \square – густина матеріалу; H – висота пружини; F – максимальна осьова сила; \square – зміщення пружини в осьовому напрямі; k_k – коефіцієнт концентрації напружень; \square – власна частота коливання пружини; n_a, n_H – число активних і неактивних витків; i – відношення кроку пружини до діаметру дроту.

Умови Куна-Такера [145] забезпечують існування множників, для яких

$$v_i \geq 0; \quad v_i \cdot \psi_i = 0. \quad (2.45)$$

На основі цих умов отримані залежності, по яких можна визначити d_0 і D_0 .
Варіанти розв'язку – по критеріях працездатності:

$$\text{жорсткість} - d_0 = \sqrt[4]{\frac{b_1}{a_1} \cdot \left(\frac{a_2}{b_2} \right)^3}; \quad D_0 = \frac{b_2}{a_2} \cdot d_0^3; \quad (2.46)$$

$$\text{міцність} - d_0 = \sqrt[4]{\frac{a_3}{b_3} \cdot \left(\frac{a_2}{b_2} \right)^2}; \quad D_0 = d_0 \cdot \sqrt{\frac{a_3}{b_3}}; \quad (2.47)$$

$$\text{вібростійкість} - d_0 = \sqrt[4]{\left(\frac{a_1}{b_1} \right)^2 \cdot \left(\frac{a_3}{b_3} \right)^3}; \quad D_0 = \sqrt[3]{\frac{b_1}{a_1} \cdot d_0^5}. \quad (2.48)$$

Кількість активних витків пружини знаходимо із виразу, який отримуємо із умови жорсткості:

$$n_0 \geq \frac{\Delta \cdot d_0^4 \cdot G}{8 \cdot F_0 \cdot D_0^3}. \quad (2.49)$$

Визначивши числові значення d_0 і D_0 для трьох варіантів розв'язку (2.46-2.48), вибираємо раціональні параметри пружини, які задовільняють прийняті обмеження і цільова функція має найменше значення.

Обґрунтування раціональних параметрів допоміжної пружини виконуємо подібно основній. При розв'язку задачі приймаємо такі додаткові обмеження:

$$H_{em} + d_0 \cdot n_0 - d_0 \cdot n_0 \leq 0; \quad (2.50)$$

$$(D_0 - d_0) - (D_0 + d_0 + 2\delta_{em}) \leq 0. \quad (2.51)$$

Обґрунтування раціональних параметрів регулювального пристрою заключається у визначенні геометричних розмірів втулки і регулювальної гайки.

Вибираємо параметри стандартної нарізі (упорна, трапецевидна) втулки по зовнішньому діаметру

$$d_{\text{зет}} \geq d_c - d_{\text{ет}} . \quad (2.52)$$

Висоту гайки приймаємо рівною

$$H_r = z_{\text{max}} \cdot p , \quad (2.53)$$

де z_{max} – найбільше число витків нарізі; $z_{\text{max}} = 12$; p – крок нарізі.

Вибрані параметри нарізі гайки перевіряємо за умовами міцності на зріз, згин і питомий тиск [98].

З метою визначення оптимальних параметрів пружини стиску – d, D, n_a , були виконані розрахунки при таких вихідних даних: осьове переміщення $\Delta = 0,05 \dots 0,15$ м; осьова сила $F = 0 \dots 10$ кН; матеріал – сталь 60С2А. Визначені градієнтним способом оптимальні параметри для шести варіантів пружин (рис. 2.20).

Відтак, розроблена методика вибору основних геометричних параметрів пружних елементів нових конструкцій ЗЗЖ дозволяє раціонально обґрунтувати розміри деталей з'єднань.

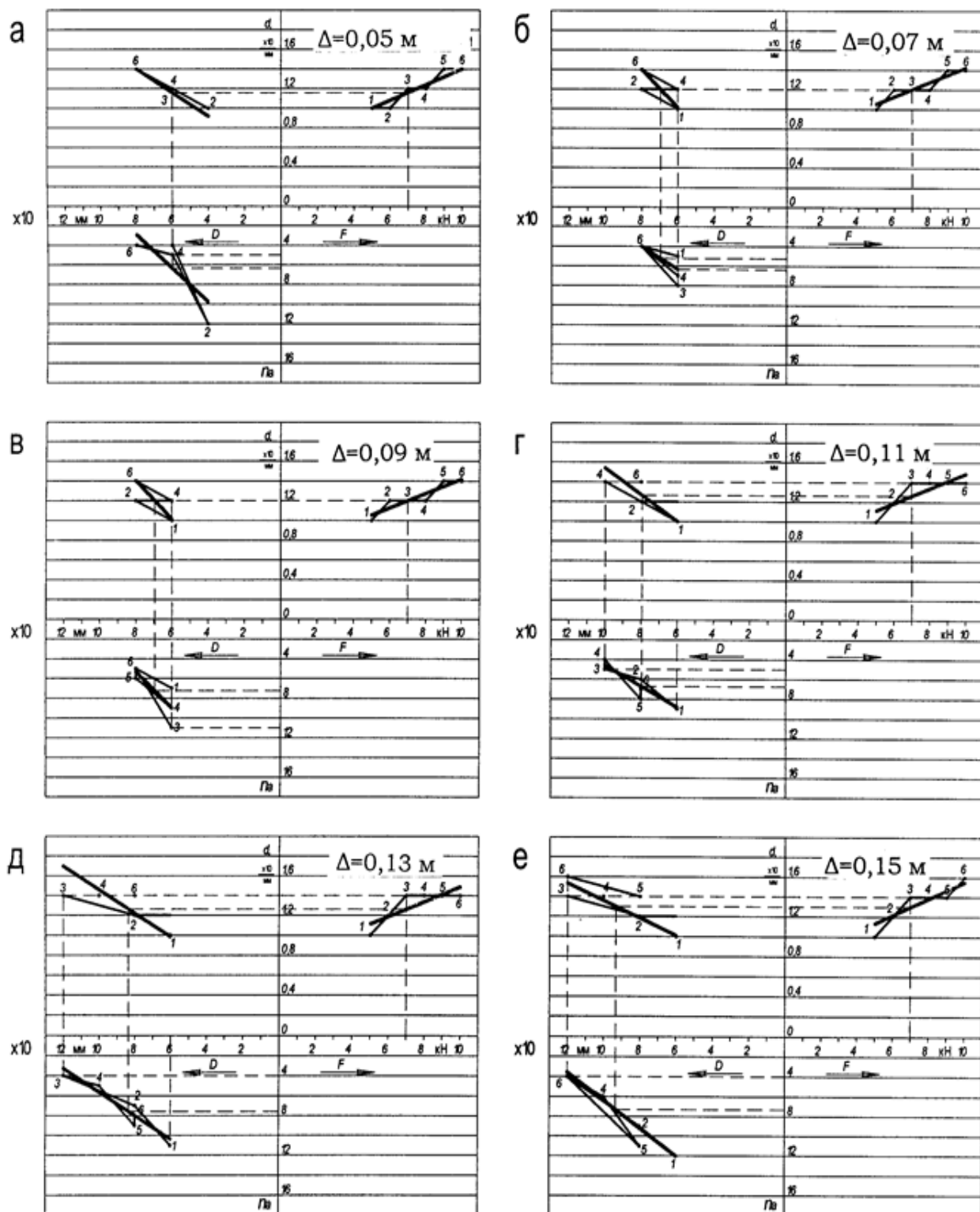


Рис. 2.20. Номограми для визначення параметрів пружин стиску з'єднаних:
 d – діаметр дроту; D – середній діаметр пружини; n_a – кількість активних витків;
 Δ – осьове переміщення; F – осьова сила

3. ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ З'ЄДНАНЬ ЗМІННОЇ ЖОРСТКОСТІ

3.1. Розробка методики силового розрахунку нової конструкції з'єднання змінної жорсткості

Розробимо методику розрахунку нової конструкції ЗЗЖ машини, на яку отримано патент України [101]. Запропонована конструкція дозволяє змінювати жорсткість пружного елемента поетапно, що приводить до покращення роботи машини.

Детальний опис з'єднання змінної жорсткості розглянуто в розділі 2.

Технічний результат досягається тим, що пружини попередньо закручуються на певний кут, це приводить до зміни жорсткості складальної одиниці (пружини-втулки) за рахунок контакту між собою і валом.

Фіксація положення закручених пружин відбувається завдяки тому, що виступи однієї втулки входять в западини іншої і утримуються в певному положенні при роботі конструкції. Таке поєднання елементів з'єднання забезпечує краще сприймання удару, за рахунок включення в роботу пружин кручення.

Для вибору раціональних параметрів пружин необхідно знайти внутрішні силові фактори, які виникають при навантаженні пружин крутним моментом.

При розв'язку цієї задачі приймаємо такі припущення: матеріал витків однорідний; при закручуванні в напрямку навивки діаметри пружин зменшуються, а діаметри пружин внутрішньої пружини – збільшуються; між витками пружин відбувається точковий контакт; кути підйому витків пружин не змінюється.

Розробимо розрахункові схеми (рис. 3.1; 3.2), на основі яких вивчимо зв'язок між геометрією пружин і силами їх контакту; визначаємо деформації витків контактуючих пружин.

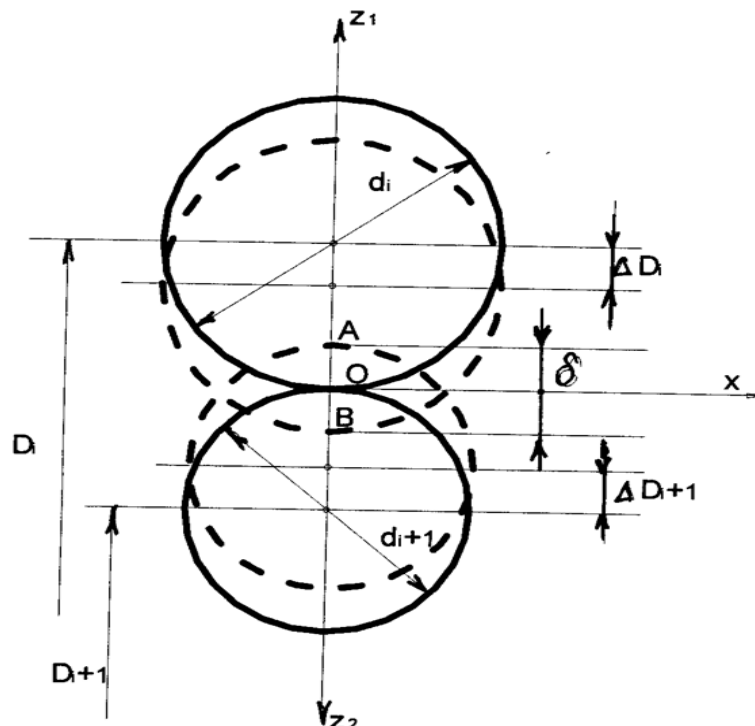


Рис. 3.1. Схема для визначення деформацій витків контактуючих пружин

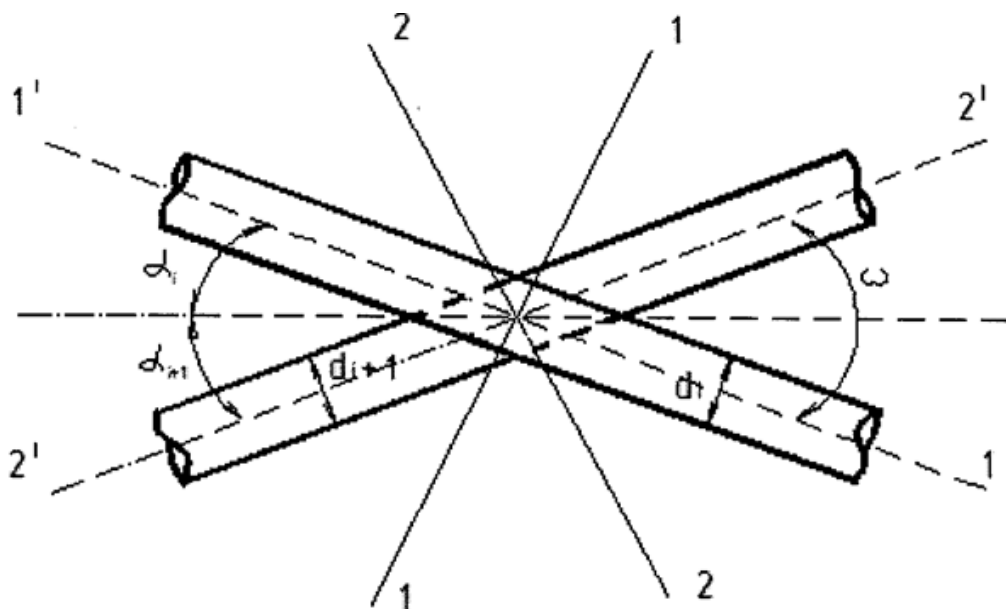


Рис. 3.2. Геометрія контакту дротів пружин

Зближення двох тіл, які мають початковий дотик в точці, за рахунок місцевих деформацій, згідно теорії Герца дорівнює [115]

$$\delta = H \sqrt[3]{F_0^2}, \quad (3.1)$$

де H – коефіцієнт, який залежить від пружних властивостей матеріалу і форми поверхонь дротів пружин,

$$H = \xi_{12} \sqrt[3]{\frac{1}{E^2} \left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \right)}; \quad \xi_{12} = K_1(k_1) \sqrt[3]{\frac{9(1-\mu^2)}{\pi^2 E_1(k_1)}}, \quad (3.2)$$

де ξ_{12} – коефіцієнт геометрії; d_1, d_2 – діаметри дротів пружин; $K_1(k_1), E_1(k_1)$ – відповідно повні еліптичні інтеграли першого і другого роду модуля

$$k_1 = \sqrt{1-k^2};$$

$$k = \sin(\alpha_1 + \alpha_2) \approx \frac{h_1}{\pi D_1} + \frac{h_2}{\pi D_2} - \text{модуль інтегралів}, \quad (3.3)$$

де h_1, h_2 – кроки гвинтових ліній пружин; D_1, D_2 – середні діаметри витків пружин.

Користуючись таблицями еліптичних інтегралів, знаходимо еліптичні інтеграли $K_1(k_1)$ і $E_1(k_1)$ [58].

При навантаженні пружин їхні дроти в силу контактної взаємодії будуть складно навантажуватися. Для вивчення силової взаємодії елементів пружин складемо рівняння рівноваги у вигляді двох систем рівнянь. Перша система рівнянь буде відображати умови рівноваги окремого елемента пружин з врахуванням його взаємодії з іншим. Друга система рівнянь описує рівновагу пружин в цілому під дією зовнішніх сил.

Для визначення деформацій елементів пружин використаємо рівняння Кірхгофа для тонких стержнів [115], які у векторній формі мають такий вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\bar{F}}{dS} + \bar{f} &= 0; \\ \frac{d\bar{L}}{dS} + (\bar{\tau} \times \bar{F}) + \bar{m} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (3.4)$$

де \bar{F}, \bar{L} – головні вектори внутрішніх сил і моментів; \bar{f}, \bar{m} – вектори інтенсивності навантаження; S – довжина осі елемента пружини; $\bar{\tau}$ – одиничний орт дотичної до осі дроту.

Для вияснення характеру деформації елементів пружин необхідно знайти проекції сил і моментів на осі головного тригранника (t, b, n) , тобто в рухомій системі координат (рис. 3.3).

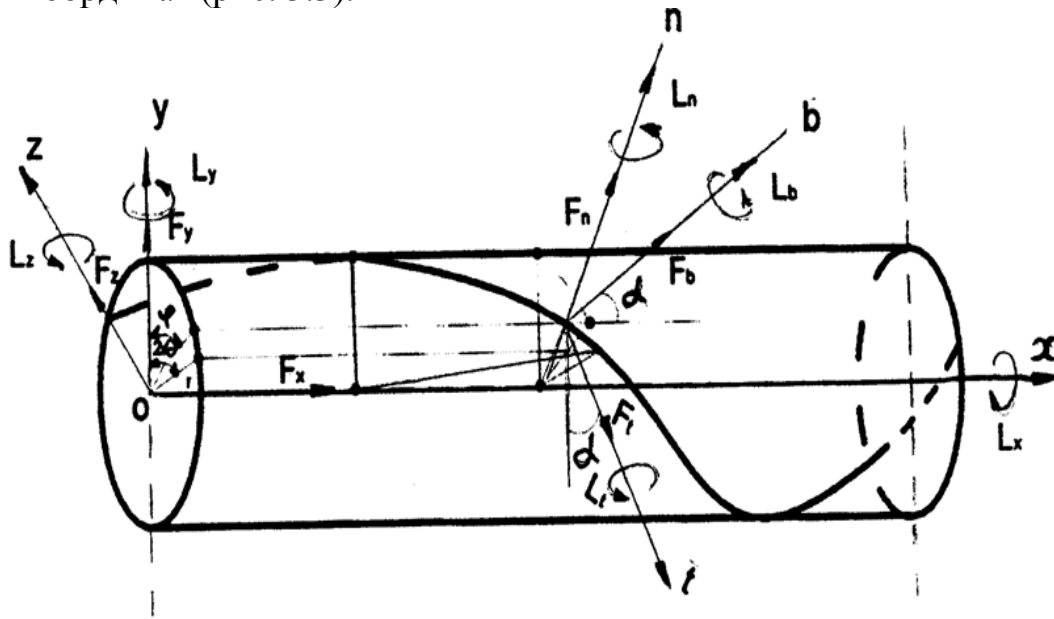


Рис. 3.3. Схема сил і моментів, які виникають при навантаженні пружини

Для визначення цих проекцій виразимо похідні від векторів, які взяті в нерухомій системі координат, через відносні похідні від цих векторів в рухомій системі

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\bar{F}}{dS} &= \frac{\tilde{d}\bar{F}}{dS} + (\bar{\omega} \times \bar{F}); \\ \frac{d\bar{L}}{dS} &= \frac{\tilde{d}\bar{L}}{dS} + (\bar{\omega} \times \bar{L}), \end{aligned} \right\} \quad (3.5)$$

де $\frac{\tilde{d}}{dS}$ – позначено відносну похідну; $\bar{\omega}$ – вектор кутової швидкості обертання рухомої системи координат навколо свого початку. З врахуванням одержаних виразів похідних від векторів рівняння рівноваги запишемо у вигляді

$$\left. \begin{aligned} \frac{\tilde{d}\bar{F}}{dS} + (\bar{\omega} \times \bar{F}) &= -\bar{f}; \\ \frac{\tilde{d}\bar{L}}{dS} + (\bar{\omega} \times \bar{L}) &= -(\bar{\tau} \times \bar{F}) - \bar{m}, \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

Спроектувавши векторні рівняння на осі головного тригранника t, b, n , одержимо рівняння рівноваги елементів пружин в скалярній формі:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dF_n}{dS} + \omega_t F_b - \omega_b F_t + f_n &= 0; \\ \frac{dF_b}{dS} + \omega_n F_t - \omega_t F_n + f_b &= 0; \\ \frac{dF_t}{dS} + \omega_b F_n - \omega_n F_b + f_t &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (3.7)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{dL_n}{dS} + \omega_t L_b - \omega_b L_t + F_b + m_n &= 0; \\ \frac{dL_b}{dS} + \omega_n L_t - \omega_t L_n - F_n + m_b &= 0; \\ \frac{dL_t}{dS} + \omega_b L_n - \omega_n L_b + m_t &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (3.8)$$

де F_b, F_t, F_n – проекції вектора сил на осі $\bar{t}, \bar{b}, \bar{n}$; L_b, L_t, L_n – проекції вектора моментів на осі $\bar{t}, \bar{b}, \bar{n}$; $\omega_t, \omega_b, \omega_n$ – проекції вектора $\bar{\omega}$ на осі $\bar{t}, \bar{b}, \bar{n}$.

Для опису рівноваги системи пружин під дією зовнішніх навантажень необхідно знайти зв'язок між рухомою і нерухомою системами координат, цей зв'язок виконується з допомогою направляючих косинусів [115]. Тоді рівняння рівноваги зовнішніх і внутрішніх силових факторів системи приймають вигляд:

$$\left. \begin{aligned} F_x &= F_b \cos \alpha + F_t \sin \alpha; \\ F_y &= (F_b \sin \alpha - F_t \cos \alpha) \sin \varphi + F_n \cos \varphi; \\ F_t &= (F_b \sin \alpha - F_t \cos \alpha) \cos \varphi - F_n \sin \varphi; \end{aligned} \right\} \quad (3.9)$$

$$\left. \begin{aligned} L_x &= L_b \cos \alpha + L_t \sin \alpha + R(F_t \cos \alpha - F_b \sin \alpha); \\ L_y &= (L_b \sin \alpha - L_t \cos \alpha) \sin \varphi + L_n \cos \varphi + RF_x \sin \varphi; \\ L_z &= (L_b \sin \alpha - L_t \cos \alpha) \cos \varphi + L_n \sin \varphi + RF_x \cos \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (3.10)$$

Одержані співвідношення встановлюють зв'язок силової взаємодії елементів пружин від їхніх конструктивних параметрів і зовнішніх навантажень. Розв'язок системи рівнянь з врахуванням тільки кручення пружин, має кінцевий вигляд:

$$\left\{ \begin{aligned} F_n &= 0; L_n = 0; F_t = \frac{F_0}{2\theta} \cos \alpha; F_b = -\frac{F_0}{2\theta} \sin \alpha; \\ L_t &= L_x \sin \alpha + \frac{D_i}{2} \cdot F_b; \\ L_b &= L_x \cos \alpha - \frac{D_i}{2} (F_t + F_b \operatorname{tg} \alpha). \end{aligned} \right. \quad (3.11)$$

Ці вирази визначають значення внутрішніх силових факторів в точках контакту (рис. 3.4):

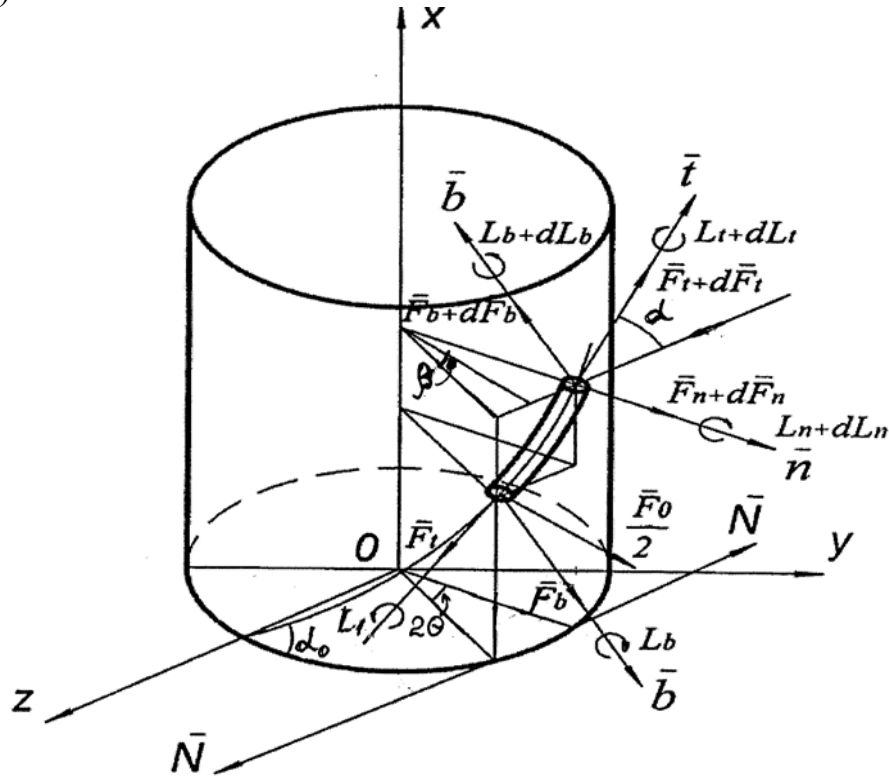


Рис. 3.4. Внутрішні силові фактори

$$\left. \begin{aligned} \text{нормальна сила} - N &= \frac{F_0}{2\theta} \cos \alpha \cos \beta; \\ \text{перерізуючі сили} - Q_n &= \frac{F_0}{2\theta} \sin \beta; Q_b = -\frac{F_0}{2\theta} \sin \alpha \cos \beta; \\ \text{згинальний момент} - T_{32} &= L_x \cos \alpha - \frac{D_i F_0}{4\theta} \cdot \frac{\cos 2\alpha}{\cos \alpha} \cos \beta; \\ \text{крутний момент} - T_{кр} &= L_x \sin \alpha - \frac{D_i F_0}{2\theta} \sin \alpha \cos \beta. \end{aligned} \right\} \quad (3.12)$$

Застосовуючи теорему Кастиліано [115], визначаємо силу контакту F_0 і кут закручування пружин – ψ . З метою визначення величин F_0 і ψ знайдемо потенціальну енергію елемента дроту пружини

$$U_1 = 0,5 \int_0^{S_0} \left[\frac{N^2}{EA} + \frac{Q_b^2 + Q_n^2}{GA} + \frac{T_{32}^2}{EI} + \frac{T_{кр}^2}{GI_\rho} \right] dS, \quad (3.13)$$

де S_0 – довжина геометричної осі елемента дроту; I і I_ρ – осьовий і полярний моменти інерції поперечного перерізу дроту; A – площа поперечного перерізу; G – модуль пружності другого роду

$$\left. \begin{aligned} G &= \frac{E}{2(1+\mu)}; S_0 = \frac{D_i \theta_i}{\cos \alpha_i}; I_\rho = 2I; \\ A &= \frac{\pi d^2}{4}; I = \frac{\pi d^4}{64}; 2\theta = \frac{2\pi h_{i+1}}{h_i + h_{i+1}}, \end{aligned} \right\} \quad (3.14)$$

де 2θ – полярний кут між точками контакту дротів пружин.

Підставивши значення внутрішніх силових факторів елементу дроту у вираз для потенціальної енергії, отримаємо

$$U_1 = A_{1i} F_0^2 + A_{2i} L_{xi}^2 - A_{3i} F_0 L_{xi}, \quad (3.15)$$

де A_{ji} – коефіцієнти: $i=1, 2; j=1, 2, 3$.

$$\left. \begin{aligned} A_{1i} &= A_0 \frac{2\theta_i + \sin 2\theta_i \cos 2\theta_i}{2\theta_i^2} \left[D_i^2 \left(\frac{\cos^2 2\alpha_i}{\cos^2 \alpha_i} + 4(1 + \mu) \sin^2 \alpha_i \right) \right]; \\ A_{2i} &= A_0 32\theta_i; \quad A_{3i} = A_0 16D_i \frac{\sin 2\theta_i}{\theta_i}; \quad A_0 = \frac{D_i}{E \pi d_i^4 \cos \alpha_i} \end{aligned} \right\}. \quad (3.16)$$

Для визначення кута закручування пружини Ψ , знайдемо потенціальну енергію однієї пружини, яка рівна сумі потенціальних енергій елементів дротів:

$$U = U_1 \frac{l}{S_0 \sin \alpha} = U_1 a, \quad (3.17)$$

де a – кількість елементів,

$$a_i = \frac{\pi l}{\theta_i h_i}.$$

Часткова похідна функції U по L_x

$$\Psi = \frac{\partial U}{\partial L_{xi}} = 2L_{xi} a_i A_{2i} - F_0 a_i A_{3i}. \quad (3.18)$$

Зовнішній крутний момент буде рівний сумі внутрішніх крутних моментів двох пружин відносно осі x

$$T_{kp} = C_1 F_0 + C_2 \Psi, \quad (3.19)$$

де

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= 0,5(a_1 B_1 + a_2 B_2); \\ C_2 &= 0,5 \left(\frac{B_1}{A_{31}} + \frac{B_2}{A_{32}} \right); \\ B_1 &= \frac{A_{31}}{a_1 A_{21}}; \quad B_2 = \frac{A_{32}}{a_2 A_{22}}. \end{aligned} \right\} \quad (3.20)$$

Визначивши часткову похідну функції U_1 по F_0 , знайдемо зміну діаметра пружини при крученні

$$\Delta D_i = \frac{\partial U_1}{\partial F_0} = 2A_{1i} F_0 - A_{3i} L_{xi}. \quad (3.21)$$

Підставивши вирази зміни діаметрів пружин в рівняння переміщень, і враховуючи, що робота контактних сил від'ємна, отримаємо формулу для визначення кута закручування

$$\Psi = a_0 F_0 + b_0 F_0^{2/3}, \quad (3.22)$$

де

$$a_0 = \frac{4(A_{11} + A_{12}) - (a_1 A_{31} B_1 + a_2 A_{32} B_2)}{B_1 + B_2}; \quad b_0 = \frac{2h}{B_1 + B_2}. \quad (3.23)$$

Крутний момент в функції контактної сили буде дорівнювати

$$T_{кр} = C_0 F_0 + d_0 F_0^{2/3}, \quad (3.24)$$

де $C_0 = C_1 + a_0 C_2$; $d_0 = b_0 C_2$.

На основі одержаних залежностей будуємо графік $T_{кр} = f(F_0)$ для таких параметрів двох пружин (рис. 3.5):

$d_1 = 5 \text{ мм}$, $d_2 = 4 \text{ мм}$, $l = 160 \text{ мм}$, $D_1 = 40 \text{ мм}$, $D_2 = 31 \text{ мм}$, $h_1 = 16 \text{ мм}$,

$h_2 = 8 \text{ мм}$, $\mu = 0,33$, $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, матеріал – сталь.

Розрахункові коефіцієнти:

$A_{11} = 134 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$; $A_{12} = 144 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$; $A_{21} = 7 \cdot 10^{-6} (\text{мм} \cdot \text{Н})^{-1}$;

$A_{31} = 54,6 \cdot 10^{-6} \text{ Н}^{-1}$; $A_{32} = 41 \cdot 10^{-6} \text{ Н}^{-1}$; $h = 0,215 \cdot 10^{-3} \text{ мм/Н}^{2/3}$;

$a_1 = 15$; $a_2 = 30$; $a_0 = 586 \cdot 10^{-6} \text{ Н}^{-1}$; $b_0 = 589 \cdot 10^{-6} \text{ Н}^{-1}$; $c_0 = 11,34 \text{ мм}$; $d_0 = 4,3 \text{ мм}$.

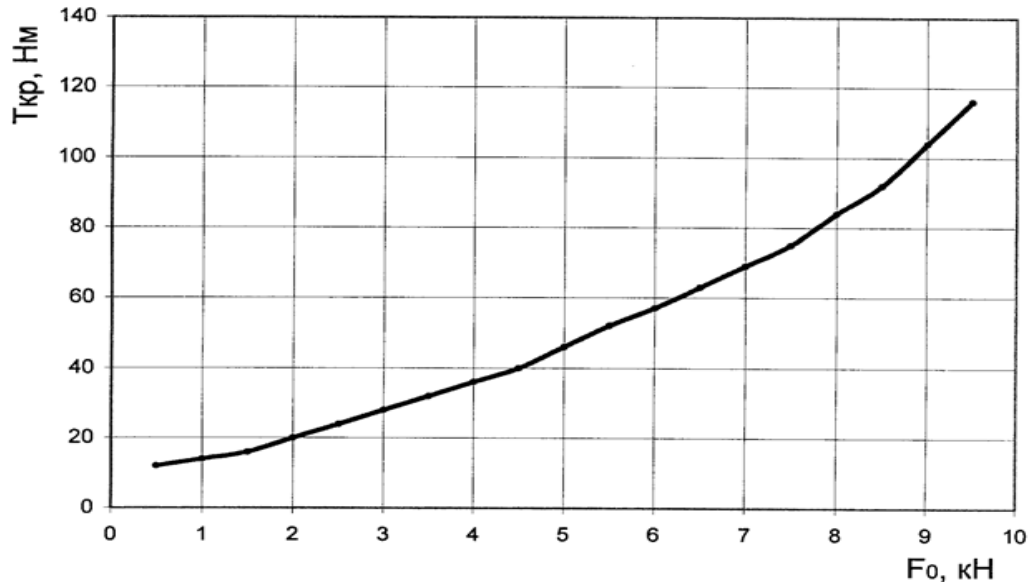


Рис. 3.5. Графік залежності крутного моменту від сил контакту

Висновок: Одержані аналітичні вирази дають можливість обґрунтувати раціональні конструктивні параметри елементів контактуючих пружин, а також використовуючи сучасні комп'ютерні технології вести інженерно-проектувальні роботи.

3.2. Аналітичне визначення та кількісний аналіз зведеної жорсткості з'єднання змінної жорсткості

Розв'язання питання руху транспортних засобів по нерівностям, що мають розміри однакового порядку з розмірами коліс, потребує детального аналізу роботи амортизаційних систем [59].

Аналіз конструкцій підвісок машин показав, що найбільш прийнятною конструкцією підвіски системи підресорювання для роботи машин в складних умовах є торсійна. На основі аналізу роботи машини в складних умовах було

розроблено з'єднання, жорсткість якого можна змінювати у певних межах [101].

Зміна жорсткості з'єднання досягається шляхом постановки на торсіон (вал) пружин кручення, попередньо навантажених моментом. З'ясуємо, які максимальні величини крутних моментів можна прикладати до пружин, враховуючи їх геометричні та фізичні параметри. Для цього розглянемо процес статичного навантаження пружини, до кінців якої прикладений крутний момент – T_0 . Відомо, що в поперечних перерізах витків пружини виникають внутрішні моменти: крутний $T_{кр} = T_0 \sin \alpha_0$ (α_0 – кут підйому гвинтової вісі витків) і згинальний момент $T_{зг} = T_0 \cos \alpha_0$ [5].

Розподіл напружень в поперечному перерізі дроту витка в значній мірі залежить від кута α_0 , форми і кривизни витка, і оцінюється коефіцієнтом k

$$k = \frac{4c - 1}{4c - 4}, \quad (3.25)$$

де c – індекс пружини, $c = D/d$; d – діаметр перерізу дроту витка; D – середній діаметр пружини.

Виходячи із умови міцності на згин, визначаємо максимально допустимий крутний момент

$$T_{0\max} = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot [\sigma_{зг}]}{32 \cdot k}, \quad (3.26)$$

де $[\sigma_{зг}]$ – допустиме напруження на згин.

Відносний кут повороту торців пружини при крученні визначається так:

$$\varphi = \frac{T_0}{z_0}, \quad (3.27)$$

де z_0 – жорсткість пружини кручення,

$$z_0 = \frac{64 \cdot D_i (1 + \mu \sin^2 \alpha_0)}{E \cdot d^4 \cos \alpha_0}, \quad (3.28)$$

де μ – коефіцієнт Пуасона; E – модуль пружності першого роду.

Для надійної роботи пружин необхідно забезпечення її стійкості [5]. Граничний допустимий крутний момент із умови стійкості дорівнює

$$T_{0zp} = \pm \frac{4E \cdot I_\epsilon}{D \cdot i} \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{E \cdot I_\epsilon}{C}\right)} \times \left[\pm z_0 + \sqrt{1 + z}\right], \quad (3.29)$$

$$\text{де } z = 2i \left(1 - \frac{C}{EI_\epsilon}\right) \sin^2 \alpha_0; \quad C = \frac{EI_\epsilon}{1 + \mu}; \quad I_\epsilon = \frac{\pi d^4}{64}.$$

Верхні знаки відносяться до випадку, коли пружина закручується по ходу навівання, нижні – коли розкручується.

Граничний допустимий кут закручування

$$\varphi_{0zp} = \frac{T_{0zp}}{z_0}. \quad (3.30)$$

При запасі стійкості, який дорівнює 2, встановлений граничний допустимий кут закручення всієї пружини [5]

$$\varphi^0 = 123\sqrt[4]{i}. \quad (3.31)$$

Відтак, визначивши допустимі кути закручування і відповідні їх крутні моменти із умов міцності та стійкості, можна вибрати найбільший робочий момент і побудувати характеристику пружини.

При динамічних розрахунках систем підресорювання машин необхідно мати математичні вирази пружної характеристики підвіски. В нашому випадку це

функція $F = f(h)$ і похідна від неї $C_{mn} = \frac{dF}{dh}$.

Сила F – результат дії на важіль колеса, вертикальне переміщення якого h . Розглянемо схему торсійної підвіски, пружними елементами якої є профільний вал і пружини кручення (рис. 3.6).

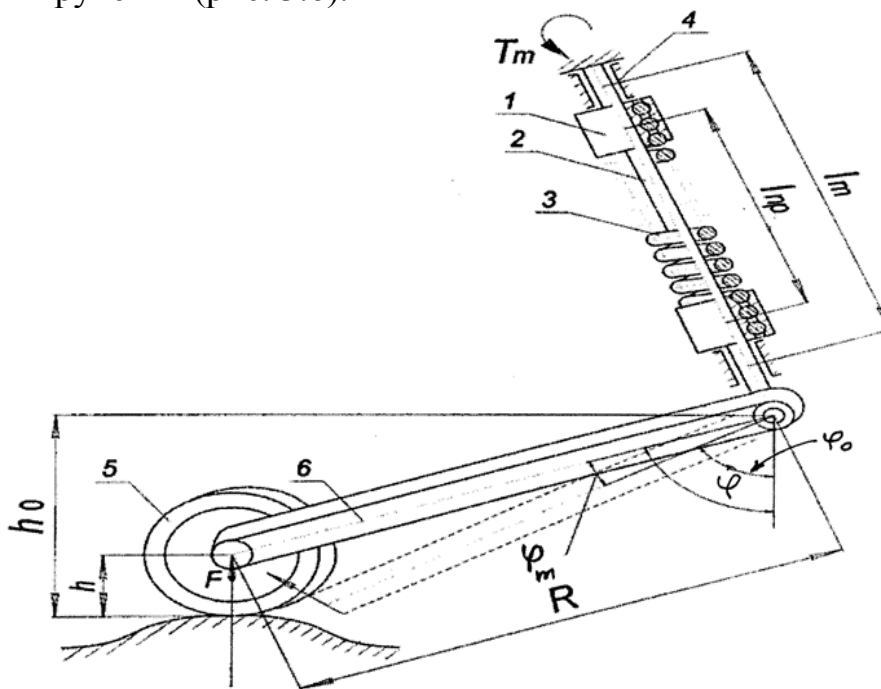


Рис. 3.6. Розрахункова схема підвіски з регульованою жорсткістю:

1 – втулки; 2 – профільний вал; 3 – пружина кручення; 4 – опори; 5 – колесо;
6 – важіль

Складемо рівняння моментів відносно осі вала

$$T_m + T_{np} + T_0 - Fh_F = 0, \quad (3.32)$$

$$T_m = C_m(\varphi_0 - \varphi) = C_m \cdot \psi_m; \quad T_{np} = z_0 \cdot \psi_m; \quad T_0 = \pm z_0 \cdot \varphi_{n3}, \quad (3.33)$$

де C_m – жорсткість торсіона; φ_0, φ – кути, які відповідають розвантаженому і навантаженому торсіону; h_F – плече сили F ; z_0 – жорсткість пружини; T_0 – крутний момент, попередньо прикладений до пружини. Знак “-” вказує на закручення пружини по ходу навівання.

Із рівняння моментів знайдемо силу опору F , прикладену до важеля торсійної підвіски:

$$F = \frac{1}{R \cdot \sin \varphi} [(C_m + z_0) \psi_m \mp z_0 \cdot \varphi_{n3}]. \quad (3.34)$$

Вертикальне переміщення важеля (колеса)

$$h = R \cdot (\cos \varphi_0 - \cos \varphi).$$

Враховуючи тригонометричні функції:

$$\cos \varphi = \frac{h_0 - h}{R}; \quad \sin \varphi = \sqrt{1 - \left(\frac{h_0 - h}{R}\right)^2},$$

отримаємо вираз для пружної характеристики

$$F = \frac{1}{R} \cdot \frac{(C_m + z_0) \left[\arccos\left(\frac{h_0 - h}{R}\right) - \arccos\left(\frac{h_0}{R}\right) \right] \mp z_0 \varphi_{n3}}{\sqrt{1 - \left(\frac{h_0 - h}{R}\right)^2}}. \quad (3.35)$$

Після диференціювання отримаємо вираз для зведеної жорсткості підвіски

$$C_n = \frac{dF}{dh} = \frac{(C_m + z_0) \cdot \left[1 - \left(\frac{h_0 - h}{R}\right) \frac{\arccos\left(\frac{h_0 - h}{R}\right) - \arccos\left(\frac{h_0}{R}\right)}{\sqrt{1 - \left(\frac{h_0 - h}{R}\right)^2}} \right] \pm z_0 \cdot \varphi_{n3} \cdot \frac{h_0 - h}{R \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{h_0 - h}{R}\right)^2}}}{R^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{h_0 - h}{R}\right)^2 \right]}. \quad (3.36)$$

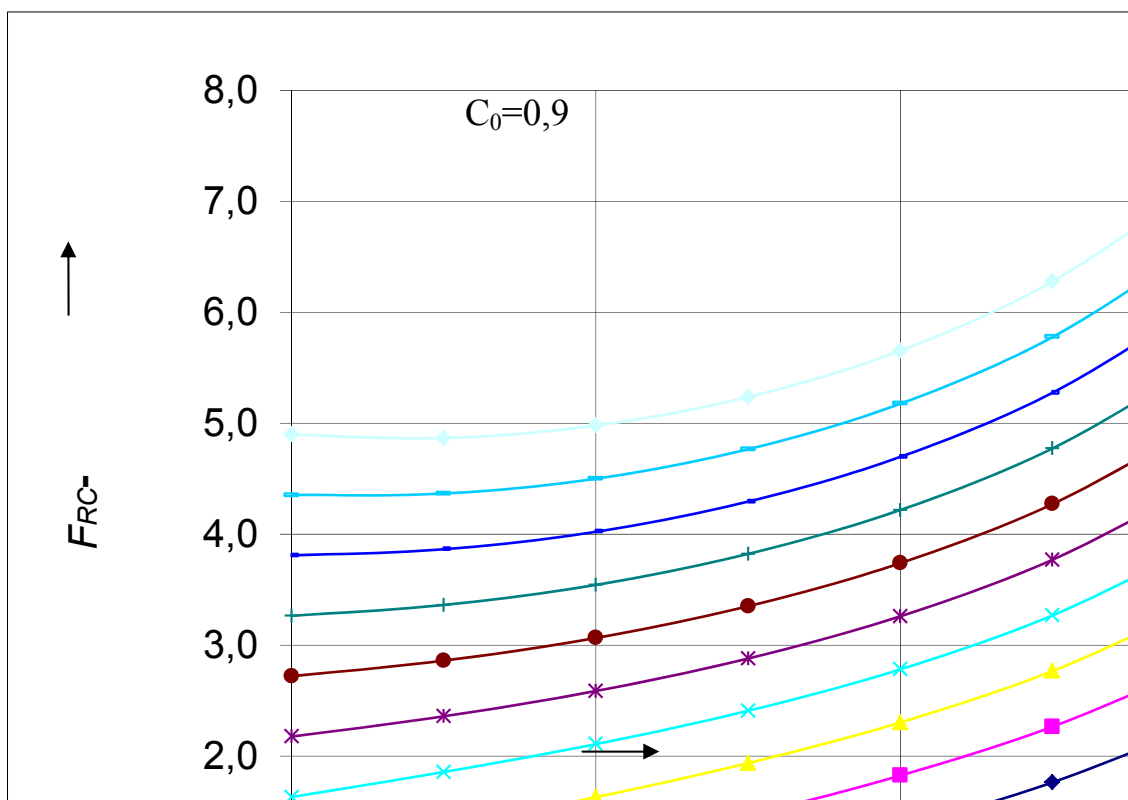
Для спрощення виразу повернемося до змінної \square

$$C_n = \frac{dF}{dh} = \frac{(C_m + z_0) [1 - (\varphi_0 - \varphi) \operatorname{ctg} \varphi] \pm z_0 \varphi_{n3} \operatorname{ctg} \varphi}{R^2 \sin^2 \varphi}. \quad (3.37)$$

У формулах (3.35) та (3.37), для визначення F і C_n верхні знаки відносяться до випадку закручення пружини по ходу її навивання.

Користуючись виразами (3.35) та (3.37), будемо графіки безрозмірних параметрів сили опору і зведеної жорсткості підвіски в функції вертикального переміщення важеля (рис. 3.7; 3.8).

a



б

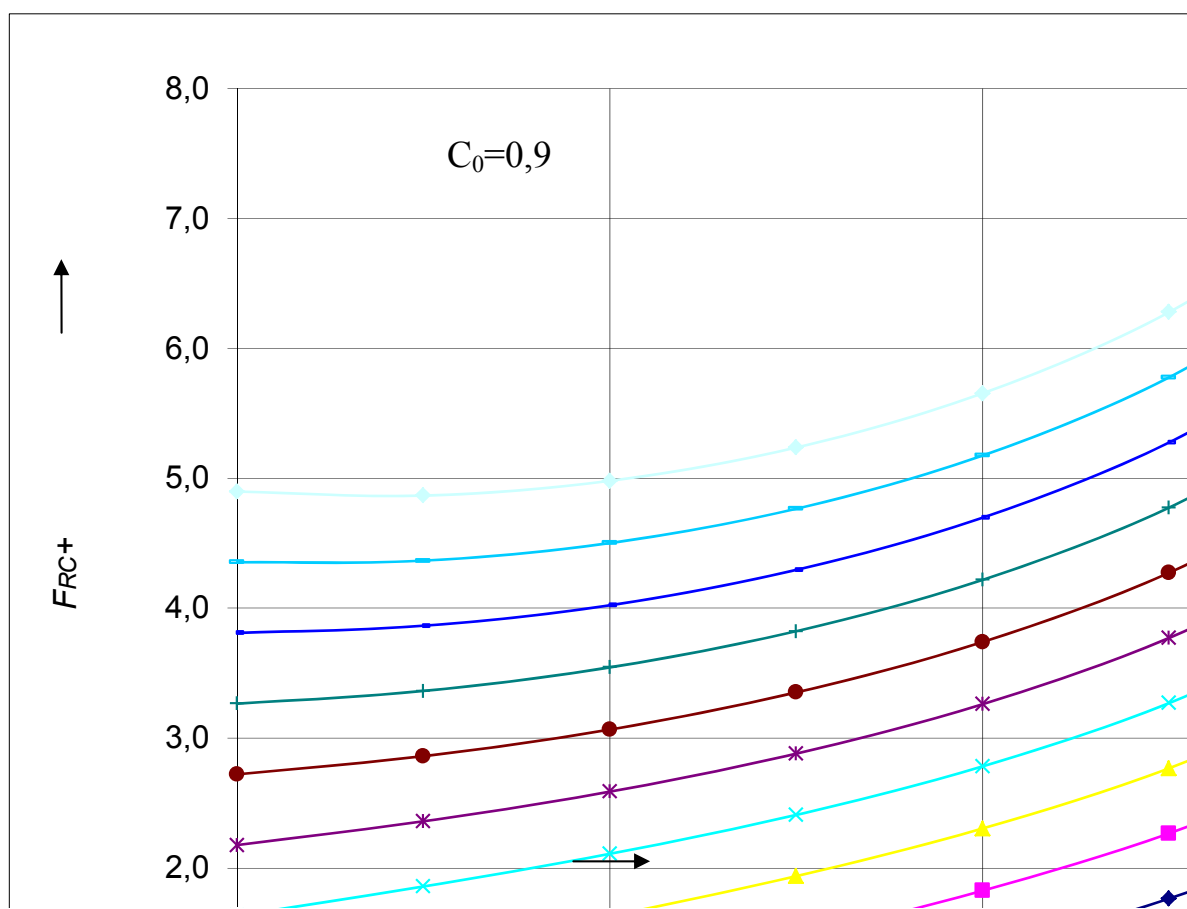
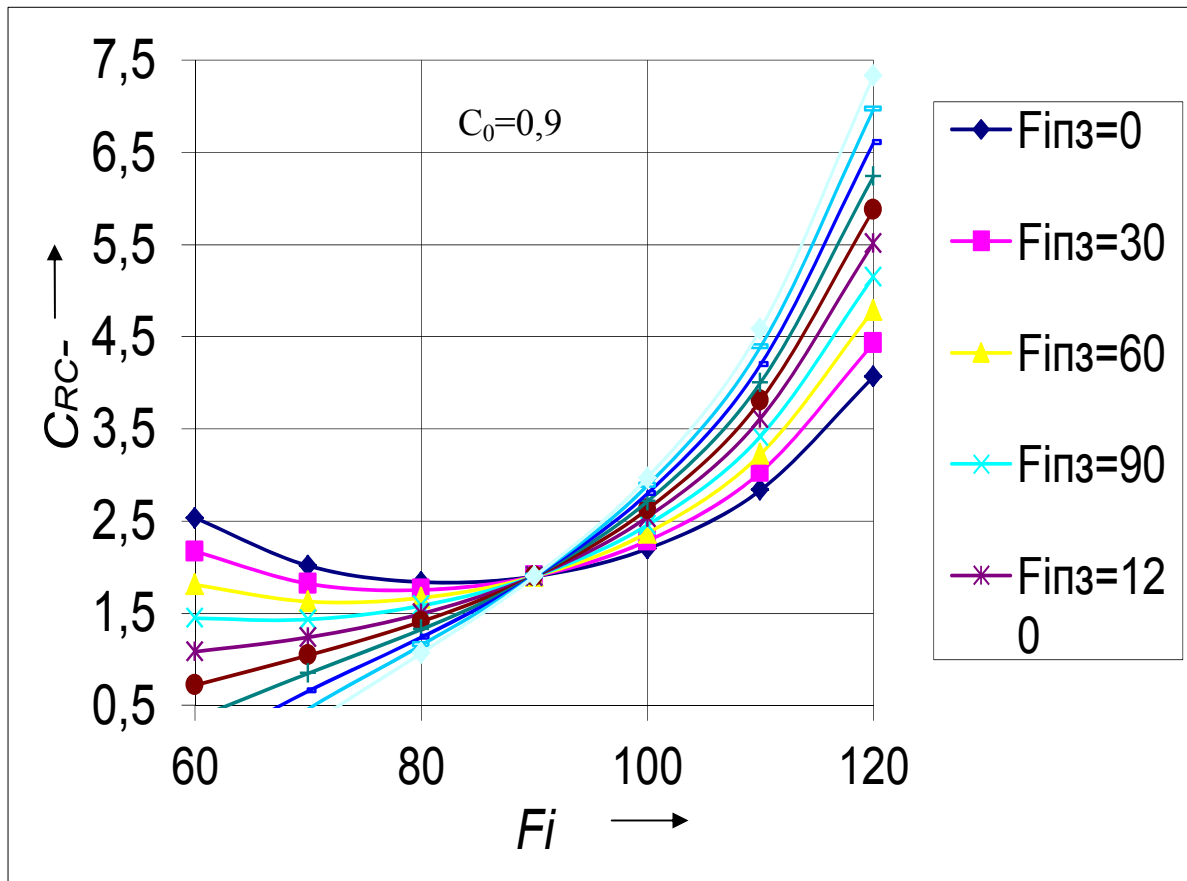


Рис. 3.7. Графіки безрозмірних параметрів сил опору підвіски з регульованою жорсткістю

a



б

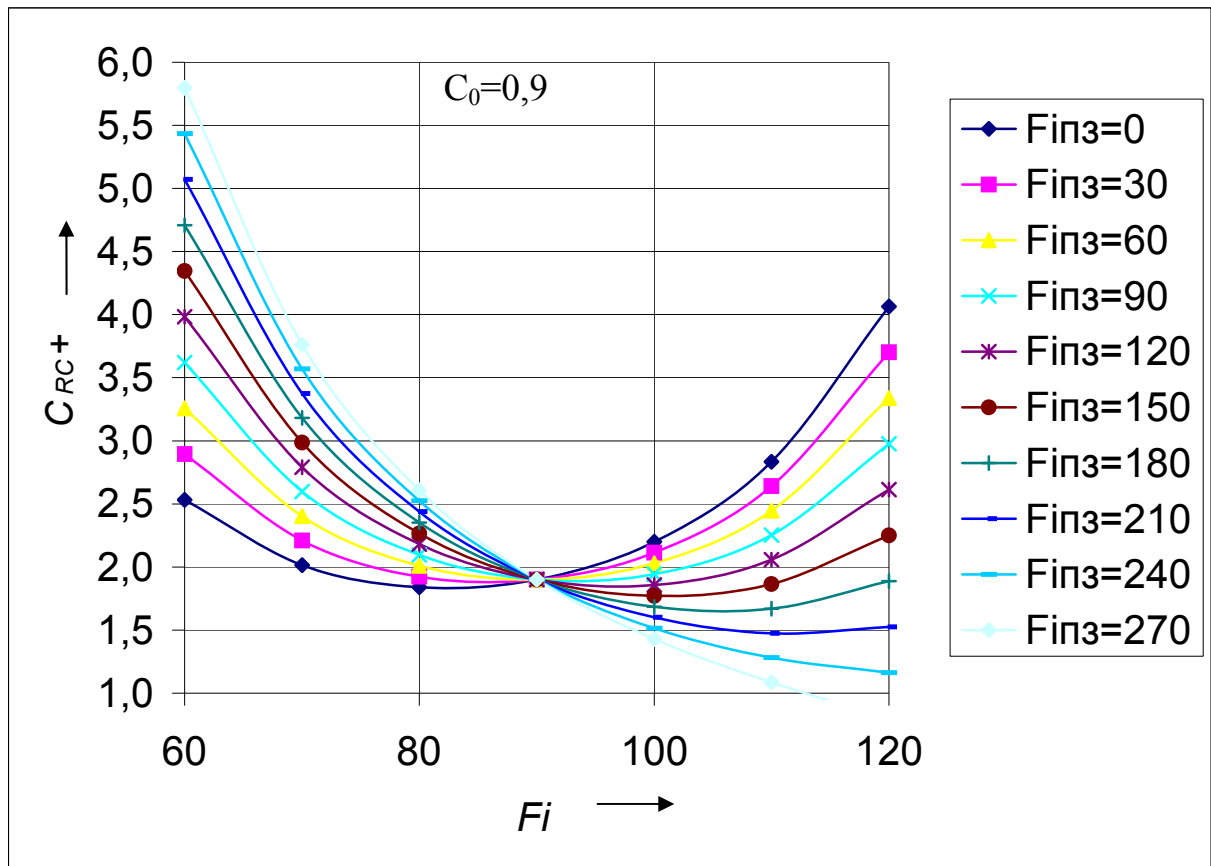


Рис. 3.8. Графіки безрозмірних параметрів зведеної жорсткості підвіски з регульованою жорсткістю

Зв'язок величин F і C_n з безрозмірними параметрами F_{RC} і C_{RC} :

$$F = F_{RC} \frac{C_m}{R}; \quad C_n = \frac{C_m}{R^2} C_{RC}; \quad (3.38)$$

де позначено:

$$F_{RC} = \frac{1}{\sin \varphi} [(1 - C_0) \psi_m \pm C_0 \varphi_{n3}];$$

$$C_{RC} = \frac{1}{\sin^2 \varphi} \{ (1 + C_0) \cdot [1 - (\varphi_0 - \varphi) \operatorname{ctg} \varphi] \pm C_0 \varphi_{n3} \operatorname{ctg} \varphi \}; \quad (3.39)$$

$$C_0 = \frac{z_0}{C_m}.$$

Графіки безрозмірних параметрів підвіски $F = \frac{C_m}{R} F_{RC}$; $C_n = \frac{C_m}{R} C_{RC}$ побудовані для таких вихідних даних:

$$\varphi_0 = 60^\circ; \quad \varphi = 60^\circ \dots 120^\circ; \quad \Delta \varphi = 10^\circ; \quad \varphi_{n3} = 0^\circ \dots 270^\circ; \quad \Delta \varphi_{n3} = 30^\circ; \quad C_0 = 0,1 \dots 1; \quad \Delta C_0 = 0,1.$$

Користуючись побудованими графіками, визначивши силу опору і зведену жорсткість підвіски при заданих значеннях C_m , z_0 , R і аналізуючи ряд варіантів поєднання пружних елементів, вибираються їх раціональні параметри.

3.3. Оптимізація конструктивних параметрів циліндричних пружин з регульованою жорсткістю

При проектуванні підвісок виникає задача вибору параметрів пружин, які задовольняли б умови надійної роботи [92].

Оптимізацію параметрів пружини стиску зводимо до вибору її геометричних розмірів: d , D , n – діаметр дроту, середній діаметр пружини, число робочих витків, при яких виконувалися умови міцності і жорсткості, а маса пружини була мінімальною і собівартість виготовлення – найменшою (рис. 3.9, б).

Запишемо цільову функцію як масу пружини, виразивши її через фізичні параметри

$$y_0 = m(n_0 + n_1) \cdot (\pi d^2) D \rho g / 4. \quad (3.40)$$

Прийнемо такі обмеження, які впливають із умов роботи підвіски:

1. Максимальне осьове зміщення під дією зовнішньої сили – $\Delta_{мм}$.
2. Напруження зрізу в дротах менші або рівні допустимим – $[\tau_{зр}]$.
3. Частота коливань пружини менша резонансної – $\omega_{рез}$.
4. Геометричні параметри пружини: діаметр дроту – d , середній – D і зовнішній D_3 діаметри, число витків – n_0 n_1 . Дані параметри мають бути додатніми величинами.

Виразимо ці технічні вимоги у математичній формі – нерівностями:

$$\begin{cases} y_1 = \Delta - \frac{8FD^3 n_0}{Gd^4} \leq 0; \\ y_2 = \frac{8FD}{\pi d^3} \left[\frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0,615}{c} \right] - [\tau_{zp}] \leq 0; \\ y_3 = \omega_{pez} - \frac{d}{2\pi D^2 n_0} \sqrt{\frac{G}{2\rho g}} \leq 0; \\ y_4 = D + d - |D_3| \leq 0; \quad y_5 = -d \leq 0; \\ y_6 = -D \leq 0; \quad y_7 = -n_0 \leq 0. \end{cases} \quad (3.41)$$

Відтак, задачу проектування пружини мінімальної маси зводимо до вибору її конструктивних параметрів d , D , n_0 , які задовольняють обмеження записані у вигляді нерівностей.

Для розв'язання задачі виконаємо певні математичні перетворення, виразивши отримані вирази в канонічній формі:

$$\begin{cases} y_0 = a_0 (X_1 + n_1) X_2^3; \\ y_1 = a_1 X_1 - b_1 X_2 \geq 0; \\ y_2 = b_2 X_2^2 - a_2 \geq 0; \quad y_3 = a_3 - b X_1 X_2 \geq 0; \\ y_4 = b_4 - a_4 X_2 \geq 0; \quad y_5 = X_2 \geq 0; \\ y_6 = c X_2 \geq 0; \quad y_7 = X_1 \geq 0, \end{cases} \quad (3.42)$$

де y_0 – цільова функція; y_0, \dots, y_n – обмеження; $X_1 = n_0$; $X_2 = d$ – невідомі, a_i , b_i – постійні коефіцієнти, $D/d = c$.

$$\begin{cases} a_0 = \frac{\pi^2 \rho g c_i^3}{4}; \quad a_1 = \frac{8F c_i^3}{G}; \\ a_2 = \frac{8F}{\pi} c_i \left(\frac{c_i - 0,25}{c_i - 1} + \frac{0,615}{c_i} \right); \quad a_3 = \frac{1}{2\pi c^2} \sqrt{\frac{G}{2\rho g}}; \\ a_4 = c_i + 1; \quad b_1 = \Delta; \quad b_2 > [\tau_{zp}]; \\ b_3 = \omega_{pez}; \quad b_4 = D_3. \end{cases} \quad (3.43)$$

Виконуємо розрахунки симплекс-методом при таких вихідних даних (пружина передньої підвіски авто ЛуАЗ-1301): $F = 6400 \text{ Н}$; $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$ сталь 60С2А; $[\tau_{zp}] = 1200 \text{ МПа}$; $\rho g = 8 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^3$; $\omega_{pez} = 70 \text{ Гц}$; $\Delta = 150 \text{ мм}$; $D_3 = 120 \text{ мм}$; $c_i = D/d = 9$; $a_0 = 1,775 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^3$; $a_1 = 467 \text{ мм}^2$; $a_2 = 1,71 \cdot 10^5 \text{ Н}$; $a_3 = 4,4 \cdot 10^3 \text{ мм/с}$; $a_4 = 10$; $b_1 = 150 \text{ мм}$; $b_2 = 1200 \text{ Н/мм}^2$; $b_3 = 70 \text{ Гц}$; $b_4 = 120 \text{ мм}$.

В задачі два невідомі – діаметр дроту пружини d і число витків n_0 , тому розв'язок можна отримати графічним методом.

Для цього в координатах $d - n_0$ будуємо багатокутник, рівняння сторін якого отримуємо із нерівностей: $y_1 \geq 0$; $y_2 \geq 0$; $y_3 \geq 0$; $y_4 = 0$; (рис. 3.9, а).

Прирівнюючи послідовно до нуля d і n_0 проводимо лінії, кожна із яких ділить площину в координатах $d - n_0$ на дві півплощини, в одній нерівність задовольняється при будь-яких значеннях d і n_0 , а в іншій – ні.

За результатами розрахунків побудований графік (рис. 3.9), аналіз якого показав, що оптимальним варіантом буде: $d=12$ мм, $n_0=5,24$; $y_0=m=2,1$ кг.

Порівняльний аналіз результатів досліджень показав, що параметри пружини підвіски отриманих розрахунковим шляхом (симплексний метод) і прийнятих на виробництві показали їх близькість:

По розробленій методиці

$n_0=5,24$,
 $d=12$ мм,
 $D=108$ мм.

Автомобіль ЛуАЗ-1301

$n_0=5$,
 $d=12$ мм,
 $D=106$ мм.

Відтак, розроблену методику оптимального проектування пружин підвісок можна рекомендувати при проектуванні і модернізації систем підресорювання транспортних засобів та технологічних машин.

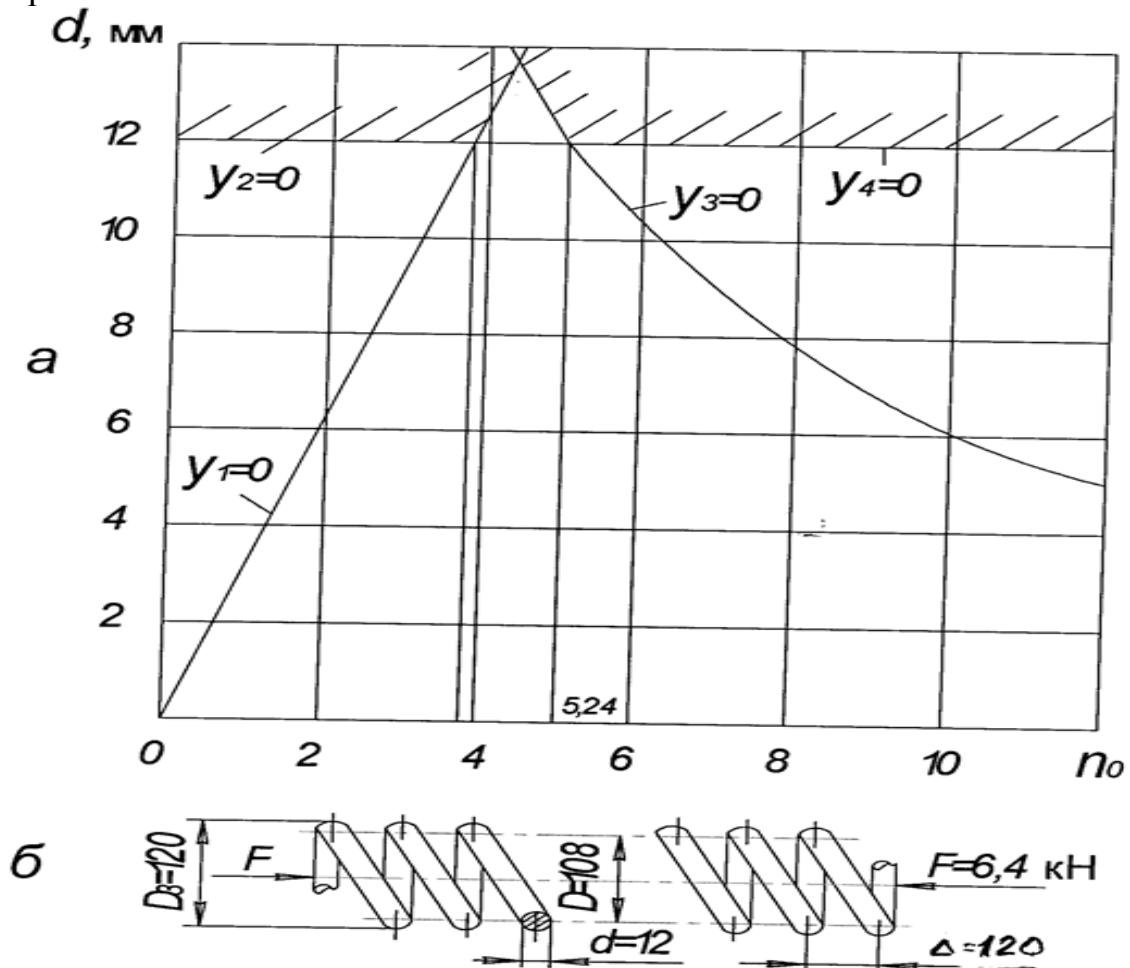


Рис. 3.9. Графік вибору оптимальних параметрів циліндричних пружин системи підресорювання: а – графік; б – розрахункова схема

3.4. Розрахунок на міцність і жорсткість з'єднань змінної жорсткості

3.4.1. Критерії працездатності деталей з'єднань

Критерії працездатності деталей з'єднань є міцність, жорсткість, зносостійкість і вібросійкість [5; 98].

В процесі роботи з'єднання його деталі зазнають змінні по величині і напрямку навантаження, тому основним критерієм є втомна міцність.

Відомо [5; 17; 72], що міцність деталей машин оцінюється допустимими напруженнями і коефіцієнтами запасу міцності. Для забезпечення необхідної жорсткості деталей використовуються розрахунки на згинну або крутильну жорсткість; оцінюють жорсткість співставленням робочих деформацій деталей (прогинів, кутів повороту перерізів, кутів закручування) при дії експлуатаційних навантажень з допустимими деформаціями.

Зносостійкість оцінюємо умовою обмеження тиску в контакті деталей.

Вібросійкість – здатність деталей працювати в заданому діапазоні експлуатаційних режимів без недопустимих коливань. Розрахунки на стійкість проти вібрації виконуємо для запобігання коливанням, тобто перевірці умови відсутності резонансу під час усталеного режиму роботи машини.

Розрахунки деталей ЗЗЖ (втулки, вали) виконуємо за такою схемою: 1 – вибір вихідних даних; 2 – складання розрахункової схеми; 3 – визначення основних критеріїв працездатності; 4 – виконання розрахунків; 5 – формулювання висновків і заключення.

Відтак, з метою отримання результатів розрахунків з відносно більшою точністю, їх будемо вести методами теорії пружності із врахуванням конструктивних особливостей, умов складання та експлуатації нових з'єднань змінної жорсткості.

3.4.2. Визначення деформацій і напружень у втулці при стисненні

Розв'яжемо задачу по визначенню деформацій і напружень у втулці, яка навантажена зовнішнім тиском, що виникає при закрученні пружини кручення у ЗЗЖ.

Розробляємо розрахункову схему втулки при таких припущеннях: поверхня втулки рівномірно стиснена; втулка є тонкостінна циліндрична оболонка; деформації і напруження у втулці визначаються за моментною теорією осесиметричних циліндричних оболонок.

Розрахунок втулки виконуємо так: відокремлюємо умовно її від закріплення; деформацію визначаємо окремо від дії тиску q і від крайових навантажень Q_0 і M_0 (рис. 3.10).

Зовнішній тиск на втулку визначаємо за формулою

$$q = \frac{2T_{\text{зм}}}{\pi(2R + \delta)^2 l_{\text{зм}} f}, \quad (3.44)$$

де $T_{\text{зм}}$ – крутний момент; R – середній радіус втулки; δ , $l_{\text{зм}}$ – товщина стінки і довжина втулки; f – коефіцієнт тертя між поверхнею втулки і пружини.

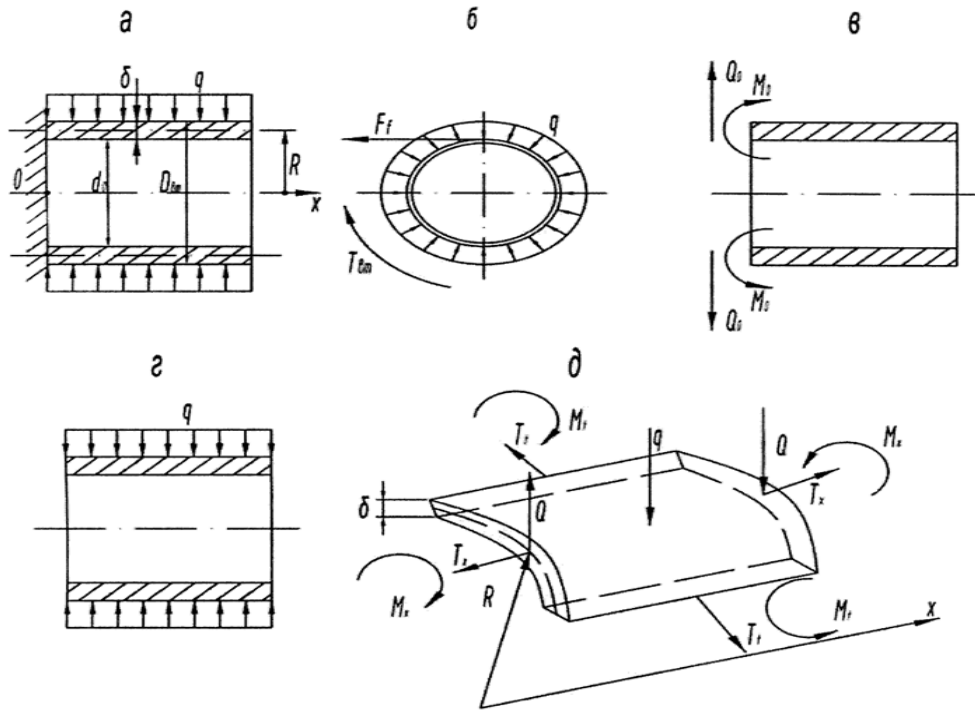


Рис. 3.10. Розрахункова схема втулки ЗЗЖ

Деформації і внутрішні силові чинники оболонки визначаємо за такими формулами [15]:

$$\omega = \frac{M_0}{2D\beta^2} e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x) + \frac{Q_0}{2D\beta^3} e^{-\beta x} \cos \beta x + \bar{\omega}; \quad (3.45)$$

$$\frac{d\omega}{dx} = \vartheta = \frac{M_0}{2D\beta} e^{-\beta x} \cos \beta x - \frac{Q_0}{2D\beta^2} e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x) + \frac{d\bar{\omega}}{dx}; \quad (3.46)$$

$$M_x = D \frac{d^2 \omega}{dx^2}; \quad M_t = \mu M_x; \quad (3.47)$$

$$Q = D \frac{d^3 \omega}{dx^3}; \quad T_t = -E\delta \frac{\omega}{R}. \quad (3.48)$$

де ω – радіальне переміщення точки серединної поверхні оболонки; ϑ – кут повороту нормалі; M_x, M_t – згинальні моменти; Q – поперечна сила; T_t – нормальна сила; $\bar{\omega}$ – частковий розв’язок диференціального рівняння зігнутої серединної поверхні оболонки; $D = \frac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)}$ – жорсткість втулки при згині;

$\beta = \sqrt[4]{3(1-\mu^2)/(R^2\delta^2)}$ – коефіцієнт геометрії та матеріалу; E – модуль пружності першого роду; μ – коефіцієнт Пуассона; R – середній радіус втулки; δ – товщина втулки.

Розв’язок рівнянь (3.45-3.48) виконуємо в такій послідовності.

Запишемо початкові умови: $x=0$; $\omega=0$; $\frac{d\omega}{dx}=0$. Згідно з початковими умовами, з врахуванням залежностей (3.45; 3.46), отримаємо два рівняння

$$\frac{M_0}{2D\beta^2} + \frac{Q_0}{2D\beta^3} + \frac{qR^2}{E\delta} = 0; \quad -\frac{M_0}{D\beta} - \frac{Q_0}{2D\beta^2} = 0. \quad (3.49)$$

Із розв'язку рівнянь (3.49), знаходимо

$$M_0 = \frac{2D\beta^2 qR^2}{E\delta} = \frac{q}{2\beta^2}; \quad (3.50)$$

$$Q_0 = -2\beta M_0 = -\frac{q}{\beta}. \quad (3.51)$$

Підставимо вирази M_0 і Q_0 у формули (3.45; 3.46), отримаємо залежності для визначення радіального переміщення втулки і внутрішніх силових чинників

$$\omega = \frac{qR}{E\delta} [1 - e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x)]; \quad (3.52)$$

$$M_x = -\frac{q}{2\beta^2} e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x); \quad (3.53)$$

$$M_t = -\mu M_x; \quad (3.54)$$

$$T_t = -qR [1 - e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x)]. \quad (3.55)$$

На рис. 3.11 наведено епюри ω , M_x , T_t , побудовані при таких числових даних: $R = h\delta$; $\mu = 0,3$; $h = 5$; $\beta = 2,874/R$.

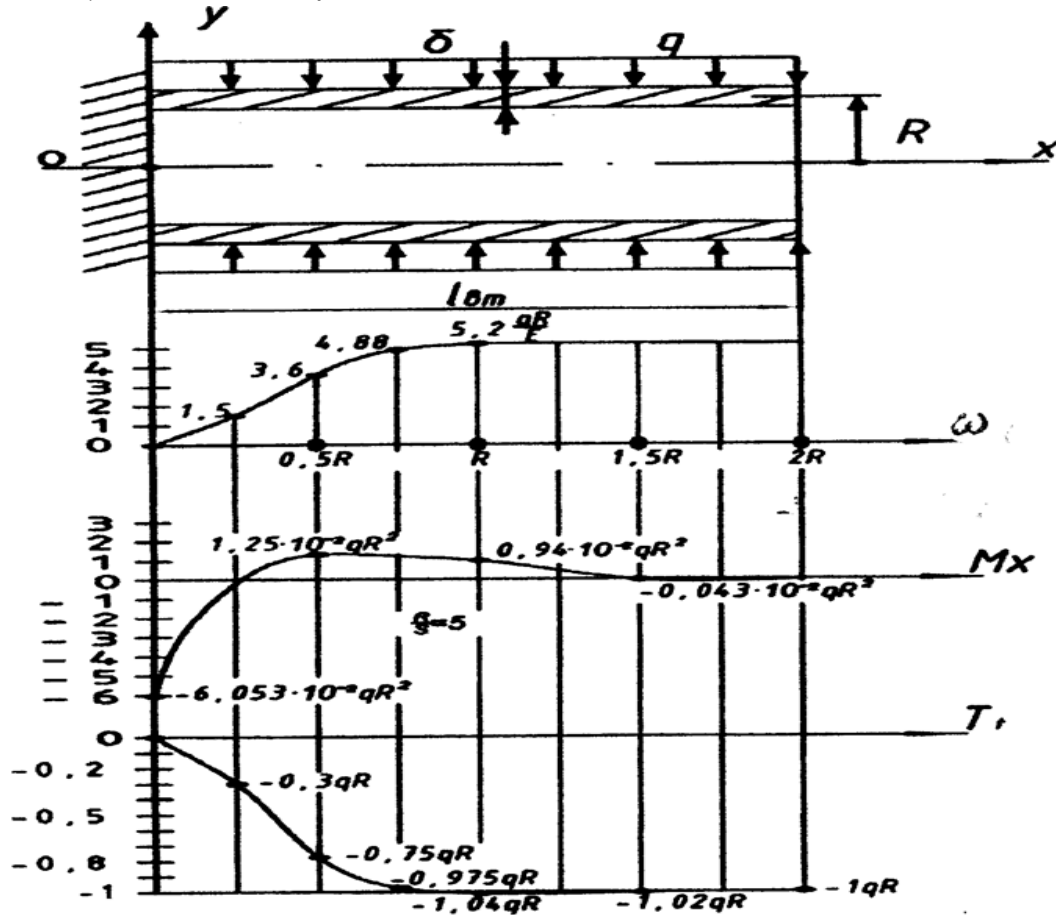


Рис. 3.11. Епюри радіального переміщення втулки ω , згинального моменту M_x і нормальної сили T_t по довжині втулки

Найбільші згинаючі моменти виникають при $x = 0$:

$$M_x = -6,053 \cdot 10^{-2} qR^2 \quad \text{Нмм/мм}; \quad (3.55)$$

$$M_t = -1,82 \cdot 10^{-2} qR^2 \quad \text{Нмм/мм}. \quad (3.56)$$

Сили розтягу при $x = 0$:

$$T_x = 0; \quad T_t = -qR \text{ Нм/мм.} \quad (3.57)$$

Напруження в небезпечній точці в закріпленні

$$\sigma_x = \frac{M_x \cdot 6}{\delta^2} = \frac{-6,053 \cdot 10^{-2} q R^2 \cdot 6}{(R/5)^2} = -9,08q \text{ Н/мм}^2; \quad (3.58)$$

$$\sigma_t = \frac{M_t \cdot 6}{\delta^2} + \frac{T_t}{\delta} = \frac{-1,82 \cdot 10^{-2} q R^2 \cdot 6}{(R/5)^2} - \frac{qR}{R/5} = -7,73q \text{ Н/мм}^2; \quad (3.59)$$

$$\sigma_r = 0; \quad \sigma_{екв} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_x - \sigma_t)^2 + \sigma_t^2 + \sigma_x^2]}, \quad (3.60)$$

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\frac{1}{2}[(-9,08q + 7,73q)^2 + (-7,73q)^2 + (9,08q)^2]} = 8,49q \text{ Н/мм}^2. \quad (3.61)$$

В перерізах втулки $x > R$ згинальні моменти практично мають значення нуль, а сила розтягу приймає значення $T_t = -5,2qR$, відповідне еквівалентне напруження становить $\sigma_{екв} = 5,2q \text{ Н/мм}^2$.

Тому, за розрахункове напруження необхідно приймати більше значення. Відтак, розроблена методика дозволяє перевірити втулку ЗЗЖ на міцність.

3.4.3. Силовий розрахунок втулки

Розробляємо розрахункову схему втулки при таких припущеннях: втулка є тонкостінна, довга циліндрична оболонка; деформація втулки створюється зовнішнім крутним моментом, який передається втулці пружиною кручення з'єднання (рис. 3.12).

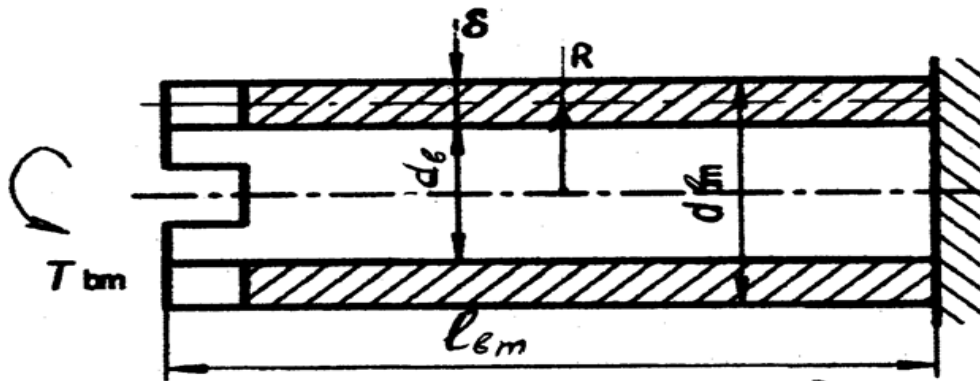


Рис. 3.12. Розрахункова схема втулки

Розрахунки втулки виконуємо за трьома умовами :

$$1. \text{ Умова міцності: } \tau_{\max} = \frac{T_{bm}}{W_\rho} \leq [\tau] \quad (3.62)$$

$$2. \text{ Умова жорсткості: } \varphi = \frac{T_{bm} l_{bm}}{GJ_\rho} \leq [\varphi] \quad (3.63)$$

$$3. \text{ Умова витривалості: } S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\left(\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \psi_\tau \right) \frac{T_{bm}}{4\pi R^2 \delta}} \leq [S_\tau] \quad (3.64)$$

де позначено $W_\rho = 2\pi R^2 \delta$ – момент опору крученню кільцевого перерізу; $J_\rho = 2\pi R^3 \delta$ – полярний момент інерції кільцевого перерізу; $[\tau_{кр}], [\varphi]$ – допустимі напруження кручення і кут закручування втулки; $[S_\tau]$ – коефіцієнт запасу витривалості; G – модуль пружності другого роду; k_τ – коефіцієнт, що характеризує вплив концентраторів напружень; ε_τ – коефіцієнт, що характеризує вплив абсолютних розмірів поперечного перерізу і матеріалу; Ψ_τ – коефіцієнт, що характеризує чутливість матеріалу до асиметрії циклу напружень; τ_{-1} – межа витривалості кручення матеріалу.

Запишемо дані умови як систему нерівностей:

$$\begin{cases} a_1 - b_1 x^3 \leq 0; \\ a_2 y - b_2 x^3 \leq 0; \\ a_3 x^3 - b_3 \geq 0, \end{cases} \quad (3.65)$$

$$\text{де } a_1 = \frac{T_{bm}}{2\pi}; \quad a_2 = \frac{T_{bm}}{2\pi G}; \quad a_3 = \frac{4\pi\tau_{-1}}{(k_\tau / \varepsilon_\tau + \Psi_\tau) T_{bm}}; \quad b_1 = [\tau_{кр}]; \quad b_2 = [\varphi];$$

$$b_3 = [S_\tau], \quad x^3 = h^2 \delta^3; \quad y = l_{bm} / R; \quad h = R / \delta - \text{безрозмірний параметр.}$$

Розв'язок системи нерівностей такий :

$$\text{із умови міцності} - x^{(1)} \geq \sqrt[3]{a_1 / b_1};$$

$$\text{із умови витривалості} - x^{(3)} \geq \sqrt[3]{a_3 / b_3}; \quad (3.66)$$

$$\text{із умов жорсткості та міцності} - y^{(1)} \geq \frac{a_1}{b_1} \cdot \frac{b_2}{a_2};$$

$$\text{із умов жорсткості та витривалості} - y^{(3)} \geq \frac{b_2}{a_2} \cdot \frac{b_3}{a_3}.$$

Звідки знайдемо, після математичних перетворень, параметри втулки

$$\text{товщина: } \delta^{(1)} \geq \sqrt[3]{a_1 / (b_1 h^2)}; \quad \delta^{(3)} \geq \sqrt[3]{b_3 / (a_3 h^2)}; \quad (3.67)$$

$$\text{радіус: } R^{(1)} \geq \delta^{(1)} h; \quad R^{(3)} \geq \delta^{(3)} h; \quad (3.68)$$

$$\text{довжина: } l_{bm}^i \leq R^i y^i. \quad (3.69)$$

При визначенні раціональних геометричних параметрів втулки враховуємо умови складання з'єднання

$$\begin{aligned} 1. & d_0 \geq d_\epsilon; \\ 2. & d_{\epsilon m} \leq D - d_{np}; \\ 3. & 2R - \delta \geq d_0, \end{aligned} \quad (3.70)$$

де d_ϵ – діаметр вала з'єднання; d_{np} , D – діаметр витка і середній діаметр пружини.

Розглянемо приклад розрахунку геометричних параметрів втулки при таких даних : $[\varphi] = 0,25^0$; $[S_{\square}] = 1,5$; $T_{bm} = 10^5$ Нмм; $G = 8 \cdot 10^4$ МПа (сталь) ; $[\square_{кр}] = 70$ МПа ; $\square_{-1} = 150$ МПа ; $\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} = 2,25$; $\square_{\square} = 0,1$; $a_1 = 1,6 \cdot 10^4$ Нмм;

$$a_2 = 0,2 \text{ мм}^3 ; a_3 = 802 \cdot 10^{-5} \text{ мм}^{-3} ; b_1 = 70 \text{ МПа} ; b_2 = \frac{1}{240} \text{ рад} ; b_3 = 1,5 ; h = 5 .$$

Визначаємо товщину втулки за формулами

$$\delta^{(1)} = \sqrt[3]{\frac{1,6 \cdot 10^4}{70 \cdot 5^2}} = 2,09 \text{ мм} ; \quad \delta^{(3)} = \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot 10^5}{802 \cdot 5^2}} = 1,96 \text{ мм} ; \quad \text{приймаємо } \delta = 2 \text{ мм} .$$

Радіус втулки: $R = \delta \cdot h = 2 \cdot 5 = 10$ мм. Довжина втулки : $l_{bm} \leq R^i y^i$;

$$l_{bm}^{(1)} = \frac{8 \cdot 10^4}{240 \cdot 70} = 47,6 \text{ мм} ; \quad l_{bm}^{(3)} = 10 \frac{1,5 \cdot 10^5}{240 \cdot 0,2 \cdot 802} = 39 \text{ мм} , \quad \text{приймаємо } l_{bm} = 40 \text{ мм} .$$

На основі отриманих залежностей (3.67; 3.68; 3.69) виконані розрахунки по визначенню геометричних параметрів втулки : товщина, довжина, радіус для таких числових даних : $T_{bm} = 0 \dots 10^2$ Нм ; $G = 8 \cdot 10^4$ МПа ; $[S_{\square}] = 1,5$; $[\varphi] = 0,25^0$; $[\square_{кр}] = 40 \dots 70$ МПа ; $(k_{\tau} / \varepsilon_{\tau} + \psi_{\tau}) = 2,35$; $h = 5 \dots 10$.

Побудована номограма (рис. 3.13) дозволяє вибрати раціональні параметри втулки в залежності від величини крутного моменту, матеріалу, термообробки і кута закручування.

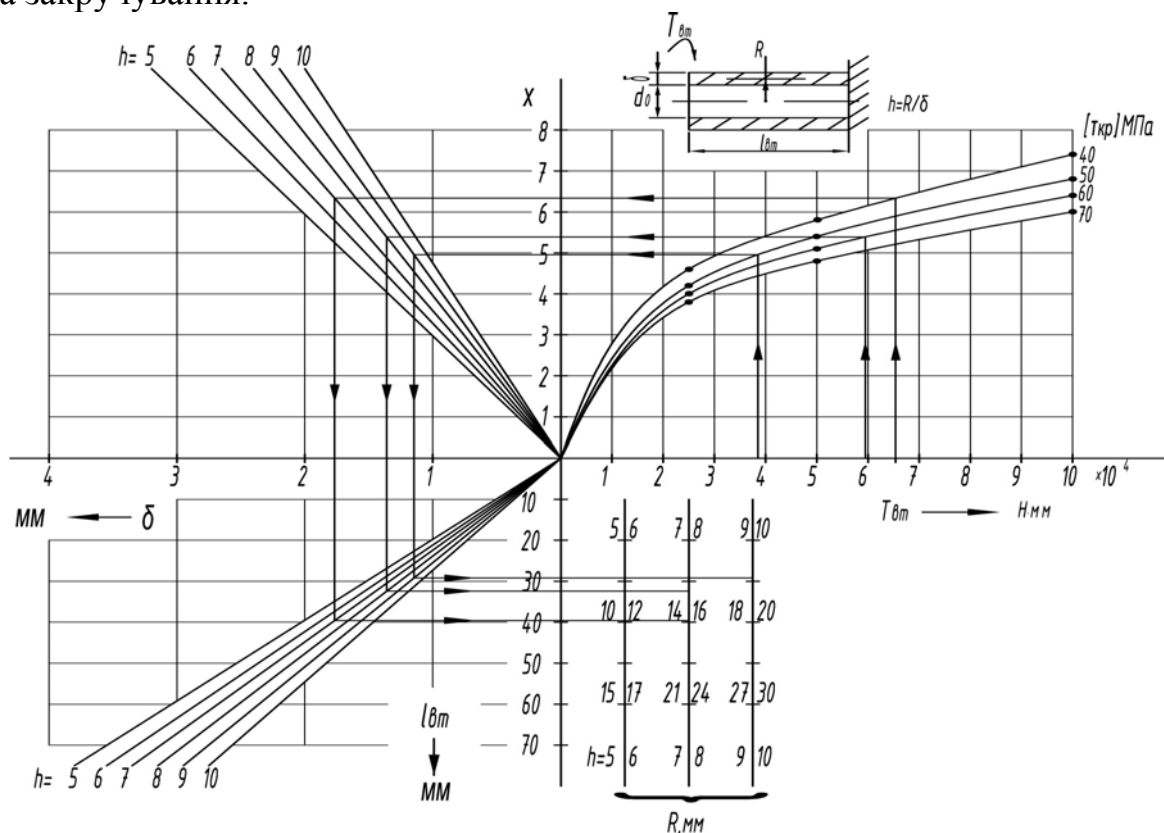


Рис. 3.13. Номограма для визначення геометричних параметрів втулки 33Ж: T_{bm} – крутий момент; δ , R , l_{bm} – товщина, радіус і довжина; $[\square_{кр}]$ – допустиме напруження кручення

Відтак, можна констатувати, що розроблена методика дозволяє знаходити раціональні геометричні параметри втулки в залежності від умов її роботи, матеріалу та конструктивних особливостей з'єднання змінної жорсткості.

3.4.4. Розрахунок вала з'єднання змінної жорсткості на міцність та жорсткість

При розрахунку порожнистого вала будемо враховувати конструктивні форми, умови його роботи та складання.

Зовнішній тиск на вал від пружини кручення визначаємо за формулою

$$q_0 = \frac{2T_{np}}{\pi(2R + \delta)^2 bf}, \quad (3.71)$$

де T_{np} – крутний момент; R – середній радіус; δ – товщина стінки; b – довжина пружини; f – коефіцієнт тертя між поверхнями вала і пружини.

Розробляємо розрахункову схему вала при таких припущеннях: вал є тонкостінною циліндричною оболонкою; поверхня вала в середній частині рівномірно стиснена пружиною кручення; деформації і напруження визначаються за моментною теорією осесиметричних циліндричних оболонок (рис. 3.14, а).

Задачу розв'язуємо методом накладання [15]. Задане навантаження зображаємо у вигляді суми двох навантажень (рис. 3.14, б, в).

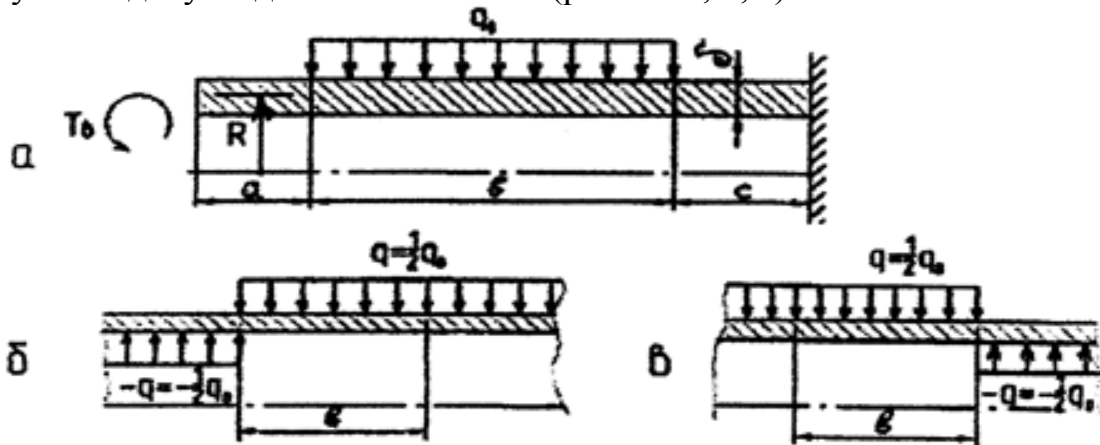


Рис. 3.14. Розрахункова схема вала ЗЗЖ

Початок координат приймаємо у перерізі в якому є стрибок тиску. На основі зворотної симетрії навантаження приймаємо такі граничні умови:

$$\text{при } x = 0: \quad \omega = 0; \quad M_x = 0.$$

Із цих граничних умов визначаємо поперечну силу Q_0 в початковому перерізі на основі залежностей [15]

$$\frac{Q_0}{2D\beta^3} + \frac{qR^2}{E\delta} = 0; \quad \text{звідси} \quad Q_0 = -\frac{qR^2}{E\delta} 2D\beta^3 = -\frac{q}{2\beta}. \quad (3.72)$$

Вирази функцій ω , M_x , M_r , T_t для навантаження, яке показано на (рис. 3.14, в), мають вигляд

$$\omega = \frac{qR^2}{E\delta} (1 - e^{-\beta x} \cos \beta x); \quad M_x = -\frac{q}{2\beta^2} e^{-\beta x} \sin \beta x; \quad M_r = \mu M_x; \quad T_t = 1 - e^{-\beta x} \cos \beta x. \quad (3.73)$$

Ці формули справедливі для правої половини вала ($x \geq 0$). Для лівої половини вала величини W , M_x , T_t відрізняються лише знаком.

Побудуємо по отриманих формулах (3.73) епюри ω , M_x , T_t для навантажень, показаних на (рис. 3.14, б, в) і складемо їх, одержимо епюри для заданого навантаження q_0 .

На (рис. 3.15) приведено епюри, які відповідають таким даним:

$$\frac{R}{\delta} = 5; \quad b = 10R; \quad \beta = 1,6 \frac{1}{R}.$$

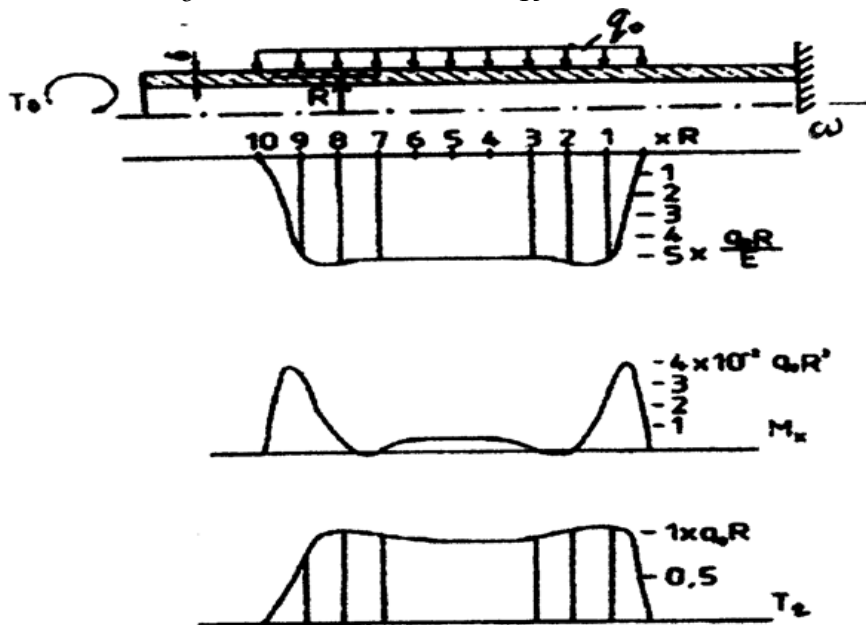


Рис. 3.15. Епюри радіального переміщення вала ω , згинального моменту M_x , нормальної сили T_t

Числові значення функцій, які входять в формули, вибрані із [15].

Найбільший прогин: $\omega_{\max} = 5,3 \frac{q_0 R}{E};$ (3.74)

найбільший згинаючий момент: $M_{x \max} = 4 \cdot 10^{-2} q_0 R^2.$ (3.75)

Напруження в небезпечній точці

$$\sigma_x = \frac{6M_x}{\delta^2} = 6q_0 \text{ МПа}; \quad \sigma_r = 0; \quad (3.76)$$

$$\sigma_t = \frac{6M_x}{\delta^2} + \frac{T_t}{\delta} = 1,8q_0 + 5,34q_0 = 7,14q_0 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_x - \sigma_t)^2 + \sigma_t^2 + \sigma_x^2]} = 10,4q_0 \text{ Н/мм}^2.$$

Розглянемо деформації і напруження порожнистого вала, при його крученні. Дотичні напруження визначаємо за формулою:

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{T_t}{W_\rho} = \frac{T_t}{2\pi R^2 \delta}, \quad (3.77)$$

де W_ρ – момент опору крученню кільцевого перерізу.

Кут закручування вала дорівнює

$$\varphi = \frac{T_t l}{GI_\rho}, \quad (3.72)$$

де $I_\rho = 2\pi R^3 \delta$ – полярний момент інерції кільцевого перерізу, l – довжина вала.

Розрахунок вала суцільного перерізу можна виконати загальновідомими методами опору матеріалу [5; 98].

Відтак, застосувавши умови міцності та жорсткості, розраховуємо порожнистий і суцільний вали з'єднання змінної жорсткості.

3.4.5. Методика розрахунку деталей нової конструкції з'єднання змінної жорсткості

В роботі [97] розглянуто розрахунок деталей з'єднання сьомого варіанту. Передача руху від вала до втулок і трубок з'єднання відбувається у випадку стиснення останніх. При загвинчуванні гайки ключем в різі і на опорних поверхнях втулки діють сили опору, обумовлені тертям між взаємно рухомими поверхнями деталей і силами пружності втулки. У випадку рівномірного обертання гайки момент рушійних сил дорівнює сумі моментів опору:

моменту в різі

$$T_p = F_0 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho'); \quad (3.79)$$

моментом тертя на опорних поверхнях

$$T_{\text{оп}} = \frac{F_0 \cdot f_{\text{оп}}}{3} \left(\frac{D_1^3 - d_{01}^3}{D_1^2 - d_{01}^2} + \frac{D_2^3 - d_{02}^3}{D_2^2 - d_{02}^2} \right). \quad (3.80)$$

Момент рушійних сил дорівнює

$$T_{\text{р}} = F_p \cdot L, \quad (3.81)$$

де F_0 – осьова сила, F_p – сила прикладена до рукояті ключа; d_2 – середній діаметр різі; ψ – кут підйому різі; $\rho' = \operatorname{arctg} f'$ – приведений кут тертя; $f_{\text{оп}}$ – коефіцієнт тертя між опорними поверхнями деталей; D_1 – зовнішній діаметр і-ої поверхні деталі; d_{01} – діаметр і-го отвору деталі; L – відстань від точки прикладення сили F_p до осі вала.

Для забезпечення передачі моменту між деталями з'єднання за рахунок сил тертя на краях поверхонь деталей необхідно прикласти осьову силу F_0 (рис. 3.16).

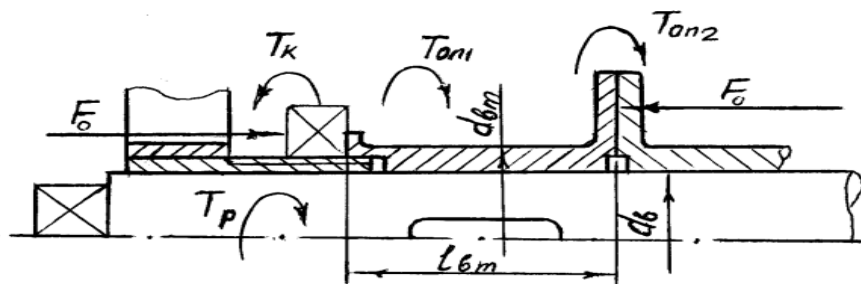


Рис. 3.16. Схема для силового розрахунку втулки

Вважаємо, що сили тертя рівномірно розподілені по поверхні дотику, яка має форму кільця. В цьому випадку сумуюча сила тертя fF_0 прикладена на відстані приведенного радіуса тертя R_{np} від осі обертання дорівнює

$$R_{\text{np}} = \frac{1}{3} \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2}. \quad (3.82)$$

Із збільшенням сили стиску F_0 збільшується момент сил тертя $T_m = f \cdot F_0 \cdot R_{np}$. При деякому значенні сили F_0 момент тертя стане рівним моменту, що передається, $T_m = T_{кр}$, і тоді диски деталей стиснуться, відбудеться закручування вала і трубок, що збільшить жорсткість з'єднання.

Сила F_0 , при якій відбудеться стиснення деталей, буде визначатися так:

$$F_0 = \frac{T_{кр}}{\frac{1}{3} \cdot \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} \cdot f}. \quad (3.83)$$

Визначимо напруження у трубці на основі методу викладеного в роботі [15]. Геометричні розміри трубки вибираємо конструктивно в залежності від параметрів вала і компоновки з'єднання. Розрахункову схему трубки, навантаженою осьовою силою F_0 і крутним моментом $T_{кр}$, зображено на рис. 3.17.

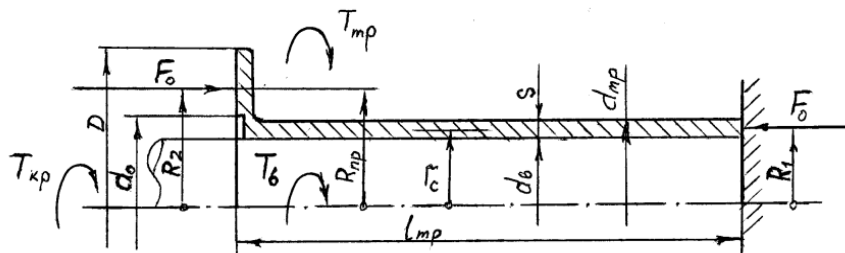


Рис. 3.17. Схема для силового розрахунку трубки

Обчислюємо геометричні характеристики перерізу. Умовно розділимо переріз на чотири прямокутники (рис. 3.18), проведемо допоміжну вісь r_1 через центр першого прямокутника.

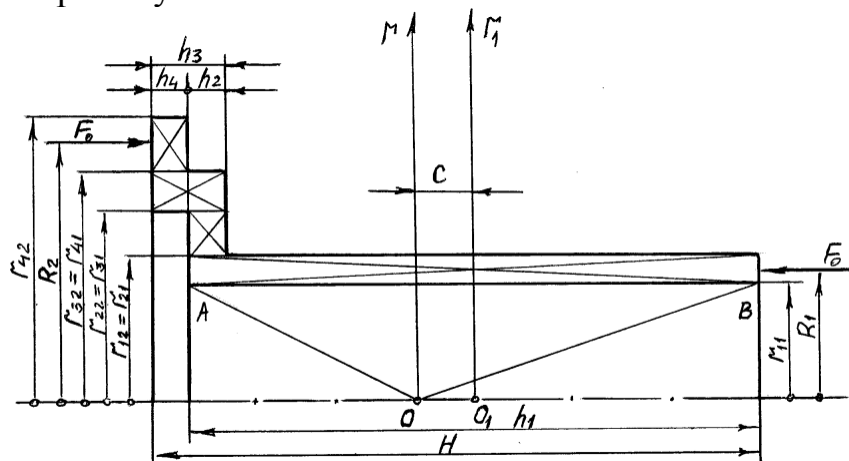


Рис. 3.18. Поперечний переріз трубки

Моменти інерції та відстань C між осями r_1 і r будуть такі:

$$J_1 = \sum_{i=1}^n h_i \cdot \ln \frac{r_{i2}}{r_{i1}}; \quad (3.84)$$

$$J_2 = \sum_{i=1}^n h_i \cdot z_{icp}^{(r_1)} \cdot \ln \frac{r_{i2}}{r_{i1}}; \quad (3.85)$$

$$C = \frac{J_2}{J_1}. \quad (3.86)$$

Момент інерції J_3 відносно головної осі буде дорівнювати

$$J_3 = \sum_{i=1}^n \left(\frac{h_i^3}{12} + h_i \cdot z_{icp}^2 \right) \cdot \ln \frac{r_{i2}}{r_{i1}}, \quad (3.87)$$

де h_i – висота i -го прямокутника; z_{icp} – абсциса центру тяжіння i -го прямокутника ($z_{icp} = z_{icp}^{(r_1)} - C$); r_{i1} та r_{i2} – відповідно відстані від осі до сторін прямокутника.

Визначаємо внутрішні силові чинники в поперечному перерізі

$$M = \frac{F_0(R_2 - R_1)}{2\pi}, \quad N = 0. \quad (3.88)$$

Максимальні напруження згину дорівнюють

$$\sigma = \frac{M \cdot Z_{\max}}{J_3 \cdot r_{\max}}, \quad (3.89)$$

де Z_{\max} , r_{\max} – координати найбільш напруженої точки перерізу.

Величину крутного моменту T_{mp} , яку буде сприймати трубка при спільній роботі вала і трубки з'єднання визначаємо на основі припущення, що кути закручування деталей в місці дотику дисків однакові, тобто $\varphi_{\epsilon} = \varphi_{mp}$.

На основі цієї рівності отримаємо

$$K_{\epsilon} = \frac{C_{\epsilon}}{C_{\epsilon} + C_{mp}}, \quad K_{mp} = \frac{C_{mp}}{C_{\epsilon} + C_{mp}}. \quad (3.90)$$

де K_{ϵ} , K_{mp} – коефіцієнти розподілу крутного моменту між валом і трубкою; C_{ϵ} , C_{mp} – жорсткість деталей відповідно.

Долі крутних моментів

$$T_{\epsilon} = K_{\epsilon} \cdot T_{кр}, \quad T_{mp} = K_{mp} \cdot T_{кр}. \quad (3.91)$$

Напруження кручення в трубці

$$\tau_{кр} = \frac{T_{mp}}{W_{\rho mp}}, \quad (3.92)$$

де $W_{\rho mp} = 2\pi \cdot r_c^2 \cdot S$ – полярний момент опору перерізу; r_c і S – середній радіус і товщина трубки.

Сумуюче напруження в трубці

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 4\tau_{кр}^2}. \quad (3.93)$$

Порівнюючи сумуючі напруження з допустимими робимо висновок про міцність деталі.

Розрахунок втулок виконується аналогічним методом, а перевірку міцності вала та інших деталей з'єднання — методами деталей машин [98].

Розглянемо приклад розрахунку ЗЗЖ при таких вихідних даних: матеріал деталі — сталь; діаметр вала $d_{\epsilon} = 24$ мм; діаметр трубки $d_{mp} = 30$ мм; довжина трубки $l_{mp} = 60$ мм; модулі пружності $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $G = 8 \cdot 10^4$ МПа.

Розрахунок будемо проводити в такій послідовності:

1. Визначаємо допустимий крутний момент, який передається валом (із умови міцності на кручення)

$$[T_{кр}] = 0,2 \cdot [\tau_{кр}] \cdot d_{\epsilon}^3 = 0,2 \cdot 25 \cdot 24^3 = 69120 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

2. Знаходимо коефіцієнти розподілу крутного моменту між валом і трубкою:

$$K_{\epsilon} = \frac{C_{\epsilon}}{C_{\epsilon} + C_{mp}}, \quad K_{mp} = 1 - K_{\epsilon},$$

де

$$\begin{aligned} J_{\rho\epsilon} &= 0,1 \cdot d^4 = 0,1 \cdot 24^4 = 3,32 \cdot 10^4 \text{ мм}^4, \\ J_{\rho mp} &= 2 \cdot \pi \cdot r_c^3 \cdot S = 2 \cdot 3,14 \cdot 13,5^3 \cdot 3 = 4,64 \cdot 10^4 \text{ мм}^4, \\ C_{\epsilon} &= \frac{G \cdot J_{\rho\epsilon}}{l_{\epsilon}} = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 3,32 \cdot 10^4}{60} = 4,43 \cdot 10^7 \text{ Н} \cdot \text{мм}, \\ C_{mp} &= \frac{G \cdot J_{\rho mp}}{l_{mp}} = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 4,64 \cdot 10^4}{60} = 6,18 \cdot 10^7 \text{ Н} \cdot \text{мм}. \end{aligned}$$

Тоді

$$K_{\epsilon} = \frac{4,43 \cdot 10^7}{4,43 \cdot 10^7 + 6,18 \cdot 10^7} = 0,42, \quad K_{mp} = 1 - 0,42 = 0,58.$$

3. Обчислюємо долі крутного моменту між валом і трубкою

$$\begin{aligned} T_{\epsilon} &= K_{\epsilon} \cdot [T_{кр}] = 0,42 \cdot 69120 = 29030 \text{ Н} \cdot \text{мм}, \\ T_{mp} &= K_{mp} \cdot [T_{кр}] = 0,58 \cdot 69120 = 40090 \text{ Н} \cdot \text{мм}. \end{aligned}$$

4. Обчислюємо осьову силу, яка виникає на поверхнях дисків втулки і трубки

$$F_o = \frac{T_{mp}}{f \cdot R_{np}} = \frac{40090}{0,15 \cdot 25,33} = 10550 \text{ Н},$$

$$\text{де } R_{np} = \frac{1}{3} \cdot \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} = \frac{1}{3} \cdot \frac{60^3 - 40^3}{60^2 - 40^2} = 25,33 \text{ мм}.$$

5. Обчислюємо геометричні характеристики поперечного перерізу трубки

$$\begin{aligned} J_1 &= \sum_{i=1}^n h_i \cdot \ln \frac{r_{i2}}{r_{i1}} = 60 \cdot \ln \frac{15}{12} + 4 \cdot \ln \frac{20}{15} + 8 \cdot \ln \frac{24}{20} + 4 \cdot \ln \frac{30}{24} = 16,93 \text{ мм}, \\ J_2^{(r_1)} &= \sum_{i=1}^n h_i \cdot z_{icp}^{(r_1)} \cdot \ln \frac{r_{i2}}{r_{i1}} = 60 \cdot 0 \cdot \ln \frac{15}{12} + 4 \cdot 28 \cdot \ln \frac{20}{15} + 8 \cdot 30 \cdot \ln \frac{24}{20} + \\ &\quad + 4 \cdot 32 \cdot \ln \frac{30}{24} = 105,75 \text{ мм}^2, \\ C &= \frac{J_2}{J_1} = \frac{105,75}{16,93} = 6,25 \text{ мм}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} J_3 &= \sum_{i=1}^n \left(\frac{h_i^3}{12} + h_i \cdot z_{icp}^2 \right) \cdot \ln \frac{r_{i2}}{r_{i1}} = \left(\frac{60^3}{12} + 60 \cdot (-6,25)^2 \right) \ln \frac{15}{12} + \\ &\quad + \left(\frac{4^3}{12} + 4 \cdot 21,8^2 \right) \ln \frac{24}{15} + \left(\frac{8^3}{12} + 8 \cdot 24^2 \right) \ln \frac{24}{20} + \left(\frac{4^3}{12} + 4 \cdot 26^2 \right) \ln \frac{30}{24} = 6532 \text{ мм}^3. \end{aligned}$$

6. Визначаємо найбільші нормальні напруження в трубці

$$\sigma_{\max} = \frac{M \cdot z_{\epsilon}}{J_3 \cdot r_{\epsilon}} = \frac{23519 \cdot 36}{6532 \cdot 12} = 10,8 \text{ МПа},$$

$$\text{де } M = \frac{F_0 \cdot (R_2 - R_1)}{2\pi} = \frac{10550 \cdot (27,5 - 13,5)}{6,28} = 23519 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

7. Знаходимо напруження кручення в трубці

$$\tau_{кр} = \frac{T_{тр}}{W_{\rho тр}} = \frac{40090}{3434} = 11,68 \text{ МПа},$$

$$\text{де } W_{\rho тр} = 2\pi \cdot r_c^2 \cdot S = 6,28 \cdot 13,5^2 \cdot 3 = 3434 \text{ мм}^3.$$

8. Визначаємо сумуючі напруження

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 4\tau_{кр}^2} = \sqrt{10,8^2 + 4 \cdot 11,68^2} = 25,74 \text{ МПа}.$$

За результатами обчислень можна зробити такий висновок: сумуючі напруження σ_c менші допустимих $[\sigma] = 50 \text{ МПа}$, тому міцність трубки достатня.

Розроблена методика розрахунку на міцність деталей нового ЗЗЖ дозволяє перевірити міцність з'єднання з врахуванням особливостей його конструкції та умов роботи.

4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ З'ЄДНАНЬ ЗМІННОЇ ЖОРСТКОСТІ

4.1. Завдання та програма експериментальних досліджень

Завдання досліджень:

1. Встановити дослідним шляхом залежність зміни деформацій деталей нових конструкцій ЗЗЖ від зовнішніх навантажень.
2. Визначити закономірність зміни жорсткості нових конструкцій з'єднань.
3. Визначити деформації торсіона підвіски транспортного засобу.
4. Здійснити порівняльний аналіз результатів теоретичних і експериментальних досліджень.

В даному дослідженні ставиться завдання експериментальним шляхом виявити можливості двох нових конструкцій з'єднань, новизна яких підтверджена патентами України [101; 103]. Ці конструкції дозволяють змінювати жорсткість під час функціонування, що приводить до покращення режиму роботи транспортного засобу в складних умовах руху по нерівностям, ґрунту та вібраційних машин. Нові конструкції з'єднань складаються з суцільного вала, трьох втулок, пружини кручення, один кінець якої закріплений жорстко до втулки, інший приєднаний до втулки, яка з допомогою шліців входить в зчеплення з втулкою закріпленою жорстко до вала.

Технічний результат досягається тим, що пружина попередньо закручується на певний кут, це приводить до зміни жорсткості складальної одиниці за рахунок контакту елементів з'єднання.

Програма проведення експериментів складалася із таких основних етапів:

1. Розробка методики експерименту.
2. Підготовка експерименту на стенді і настройка апаратури.
3. Проведення експерименту.
4. Обробка результатів експерименту.

4.2. Розробка, виготовлення та адаптація дослідного стенду

Дослідний стенд розроблено і виготовлено з метою встановлення закономірностей в ЗЗЖ згідно завдання та програми експериментальних досліджень (рис. 4.1). Він складається з асинхронного електродвигуна 1, клинопасової передачі 2, черв'ячного редуктора 3, муфти 4, кулачкового механізму 5, важіля 6, торсіона 7, пружини кручення 8, кулачкової муфти 9, які закріплені в певній послідовності на зварній рамі.

Кулачковий механізм з роликовим штовхачем є імітатор вертикальних переміщень колеса транспортного засобу. Для визначення деформацій в торсіоні використовувалася електровимірювальна апаратура – підсилювач 11, осцилограф 12 і давачі 10.

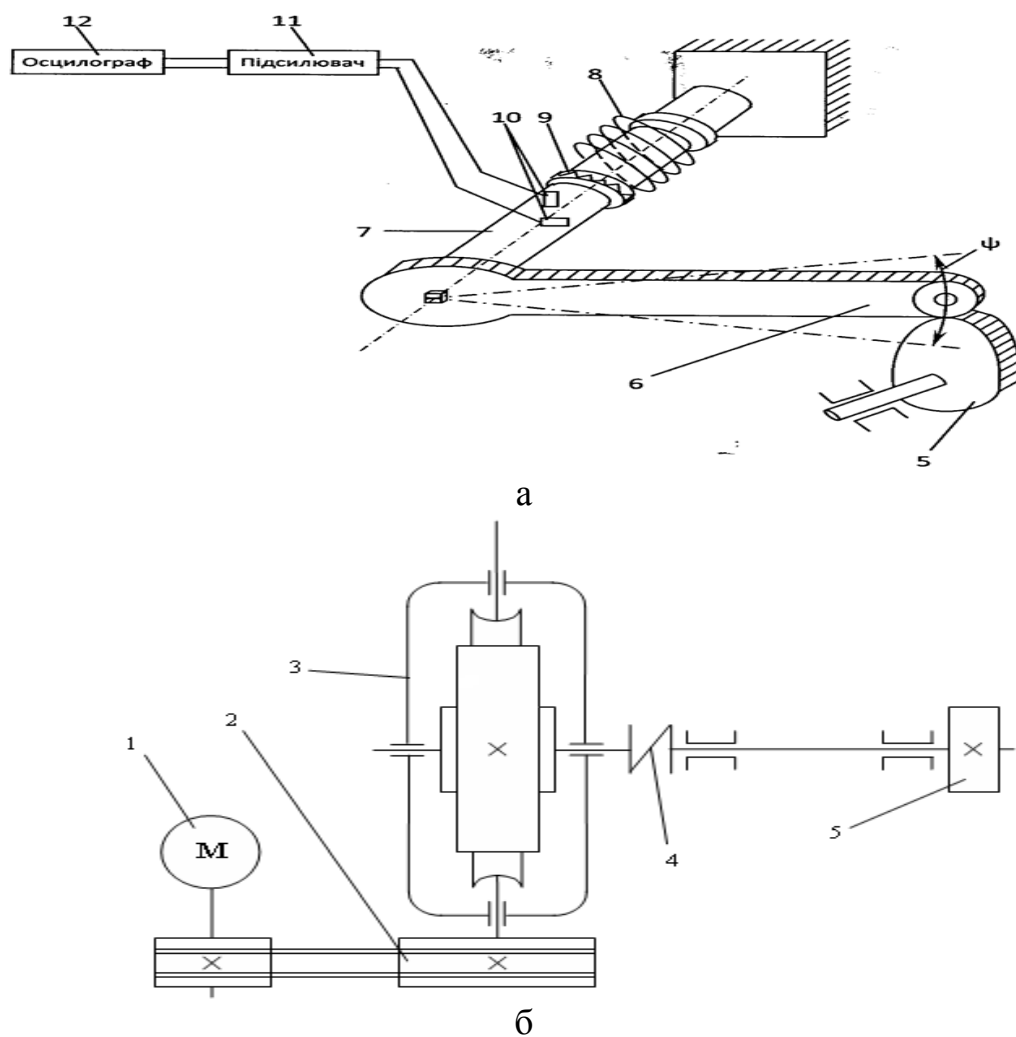


Рис. 4.1. Схема стану для дослідження ЗЗЖ

Загальний вигляд дослідного стану, основні складальні одиниці якого розміщені на зварній рамі, показаний на рис. 4.2.

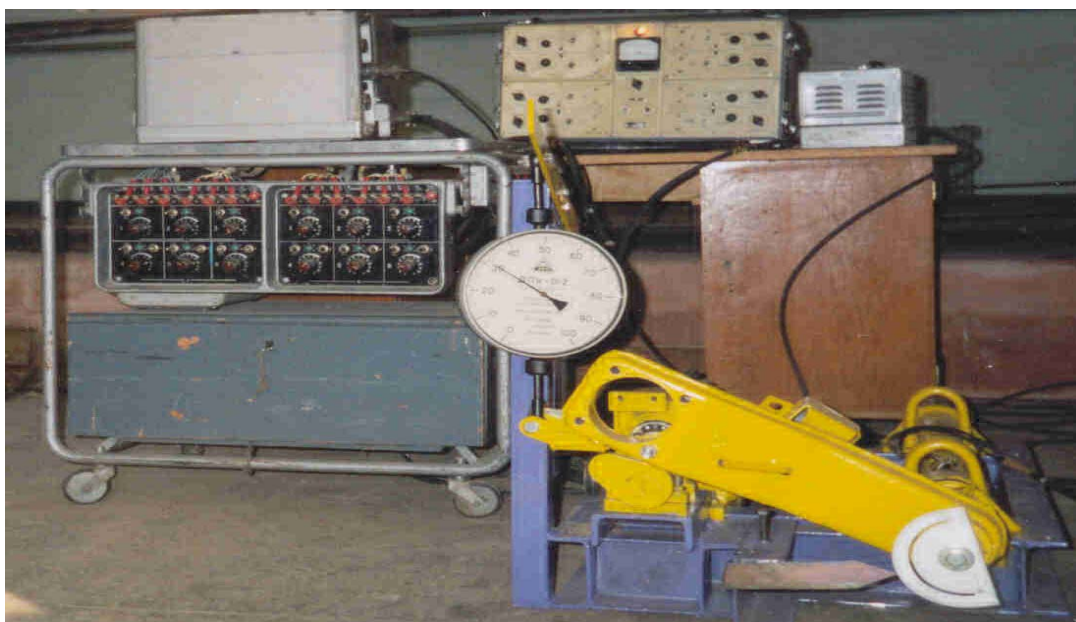


Рис. 4.2. Загальний вигляд дослідного стану

4.3. Короткий опис приладів для проведення дослідів

При дослідженнях нової конструкції ЗЗЖ (варіант 4) використовувалась машина КМ-50-1, призначена для випробування зразків із металу на кручення з найбільшим крутним моментом 500Нм. Вона відноситься до типу випробувальних машин з механічним навантаженням вертикально розміщеного зразка і важільно – маятниковим моменто-вимірювачем. Принципова схема машини показана на рис. 4.3.

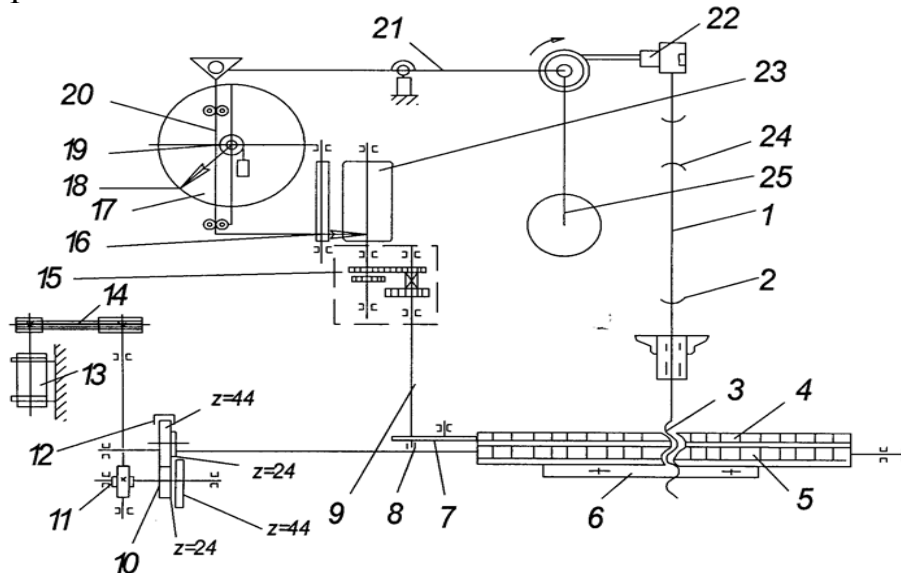


Рис. 4.3. Принципова схема машини КМ-50-1:

1 – зразок; 2 – нижній захват; 3 – гвинт ходовий; 4 – вінець; 5 – колесо черв'ячне; 6 – черв'як; 7 – шестірня; 8 – шестірня ведена; 9 – валік; 10 – коробка швидкостей; 11 – черв'ячна пара; 12 – рукоять; 13 – електродвигун; 14 – клинопасова передача; 15 – редуктор масштабів; 16 – перо; 17 – шкала моменто-вимірювача; 18 – стрілка; 19 – шестірня; 20 – рейка; 21 – важіль; 22 – механізм навантаження; 23 – барабан; 24 – верхній захват; 25 – маятник

Послідовність виконання дослідів на машині: зразок 1, затиснутий в захватах 2 і 24 закручується механізмом проводу. Привід працює таким чином: електродвигун 13, через клинопасову передачу 14 приводить в обертання черв'ячну пару 11, яка через коробку швидкостей 10 і черв'ячну пару 5 і 6 обертає ходовий гвинт 3 з встановленим на ньому нижнім захватом. Момент, який прикладений до нижнього захвату, передається через механізм навантаження 22 маятнику 25, який відхиляється разом з важелем 21, з'єднаним з рейкою 20. Рейка обертає шестірню 19 і через стрілку 18 вказує крутний момент на шкалі моменто-вимірювача 17.

На осі ординат діаграмного барабана записується крутний момент, а на осі абсцис – кут закручування. Барабан обертається від приводу машини через вінець 4, шестірні 7, 8, валік 9 і редуктор масштабів 15.

Масштаб запису на апараті – 1 мм=0,5°.

Для проведення дослідів використовувалися такі вимірювальні прилади та обладнання: осцилограф типу К115, підсилювач, тензорезистори дротяні типу 2ППКБК-10-150, динамометри, стрілкові торсіометри, штангенциркуль, прес гвинтовий $Q = 2$ т, стенди.

4.4. Методика проведення експериментальних досліджень і обробка отриманих результатів

Планування експериментів проводилося відповідно методики і техніки тензOMETричних досліджень, яка приведена в [113; 114].

На стенді спочатку виконувалось статичне тарування давачів. Для цього послідовно навантажувалася торсіон крутним моментом, величина якого вимірювалась динамометром, закріпленого до важіля, при цьому фіксувався кут закручування з точністю $0,5^\circ$ (рис. 4.4).

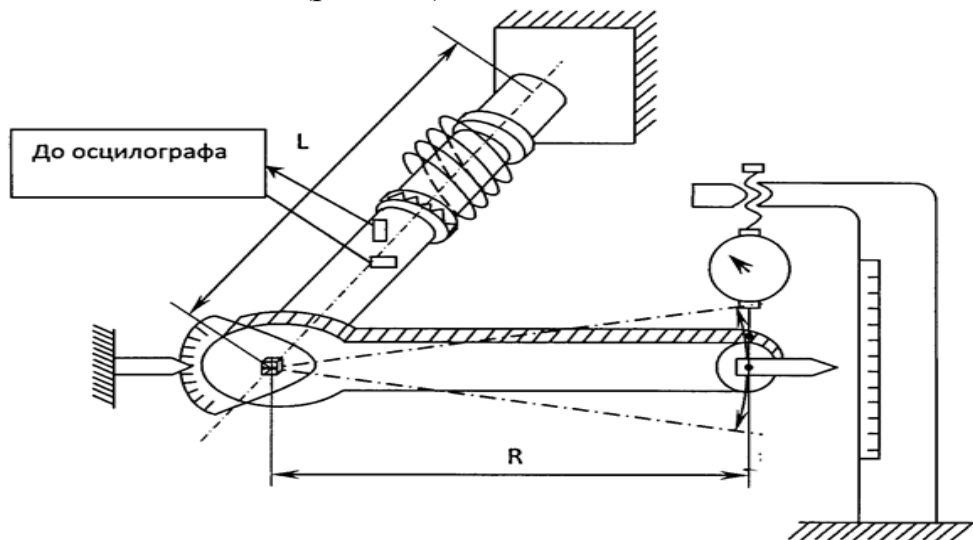


Рис. 4.4. Схема стенда для тарування

Процес навантаження торсіона записувався на осцилограмі. Для виміру деформацій кручення торсіона були застосовані давачі базою 10 мм. Відомо з практики досліджень [113], що вони забезпечують високу точність вимірів. При закрученні торсіона його головні напруження напрямлені під кутом 45° до осі, причому для однієї групи ліній під кутом 45° виникають напруження стиску, а для іншої – напруження розтягу. Така схема наклейки давачів забезпечує високу чутливість, тому в експерименті була прийнята схема чотирьох давачів, розміщених попарно на протилежних сторонах торсіона (рис. 4.5).

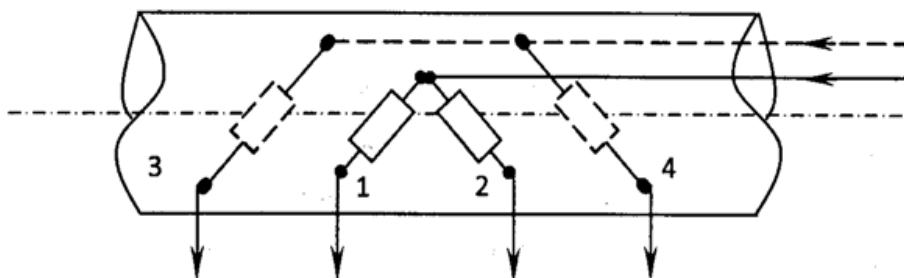


Рис. 4.5. Схема наклейки давачів для замірів деформацій кручення торсіона

Дачі, показані пунктирними лініями, розміщені в тих же поперечних площинах, що і дачі, показані суцільними лініями; така схема забезпечує вищу чутливість в порівнянні зі схемою з двома дачами, а також забезпечується компенсація згину і температури.

Перед початком експериментів проводилося статичне балансування мостової схеми давачів.

Динамічний момент системи задавався кулачковим механізмом з роликотим штовхачем, максимальний хід якого рівнявся $h=40$ мм. Таким чином імітувався рух колеса машини.

Нова конструкція з'єднання включає власне торсіон (вал), пружину кручення і кулачкову муфту, з допомогою якої можна закручувати пружину на певний кут, і таким чином змінювати жорсткість з'єднання.

Досліди проводилися спочатку при незакрученій пружині, а потім пружину закручували відповідно на кути 100° і 288° .

Величина кута 288° обґрунтовується тим, що згідно досліджень [5] – це граничний кут закручування пружини, до якого забезпечується її стійкість.

На рис. 4.6 показані характерні осцилограми, які характеризують зміну деформацій торсіона: крива 1 – пружина не закручена попередньо; крива 2 – пружина попередньо закручена на кут 100° ; крива 3 – пружина попередньо закручена на кут 288° .

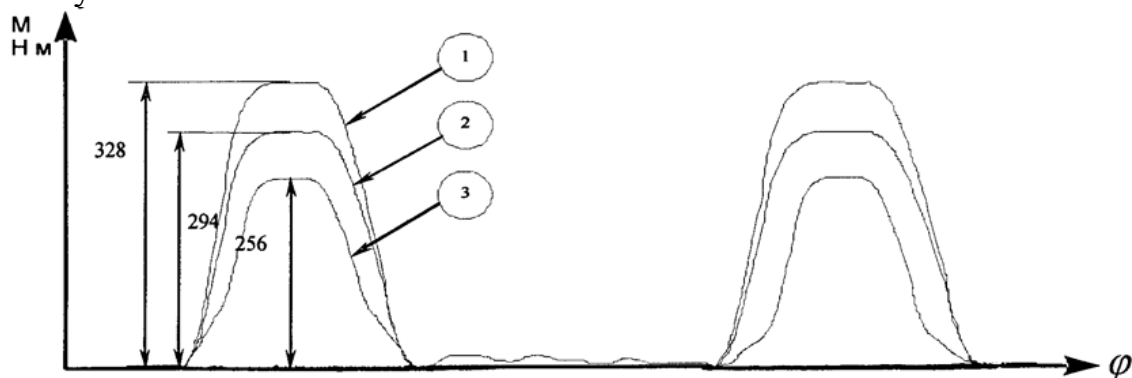


Рис. 4.6. Схема зміни крутних моментів в з'єднанні

Аналіз осцилограм отриманих в результаті дослідів показує, що запропонована конструкція з'єднання дозволяє змінювати її жорсткість в межах 5-20% в порівнянні з конструкціями відомих з'єднань, які використовуються в транспортних засобах.

Проаналізуємо динамічні процеси, які проходять в даному з'єднанні при експерименті, на моделі коромислового кулачкового механізму [67]. Приймаємо закон постійного пришвидшення руху коромисла. Тоді рівняння руху буде

$$\ddot{q} + \lambda^2 q = -(\ddot{\psi} \pm m_0), \quad (4.1)$$

де $q = \Psi_k - \Psi_m$ – загальна координата; Ψ_k – кут повороту пружного коромисла; Ψ_m – кут повороту жорсткого коромисла, який залежить тільки від профілю кулачка; $\lambda = \sqrt{C/I}$ – власна частота механізму; C – зведена жорсткість з'єднання: $C = C_\theta + C_{np}$; C_θ , C_{np} – крутильні жорсткості вала і пружини відповідно:

$$C_\theta = \pi G / \left[32 \left(\frac{l_1}{d_1^4} + \frac{l_2}{d_2^4} + \frac{l_3}{d_3^4} \right) \right]; \quad (4.2)$$

$$C_{np} = \frac{E d^4 \cos \alpha_0}{64 D i (1 + \mu \sin^2 \alpha_0)}, \quad (4.3)$$

де G , E – модулі пружності матеріалу; l_1 , l_2 , l_3 – довжини ділянок вала; d_1 , d_2 , d_3 – діаметри вала на ділянках (рис. 4.7); d – діаметр дроту пружини; D – се-

редній діаметр пружини; i – число робочих витків пружини; α_0 – кут підйому гвинтової осі витків пружини; μ – коефіцієнт Пуассона, I – момент інерції коромисла відносно осі обертання

$$I = m_k \left(\frac{a^2 + b^2}{12} + c^2 \right), \quad (4.4)$$

де a, b – відповідно ширина і довжина коромисла; c – відстань від осі обертання коромисла до центру його маси.

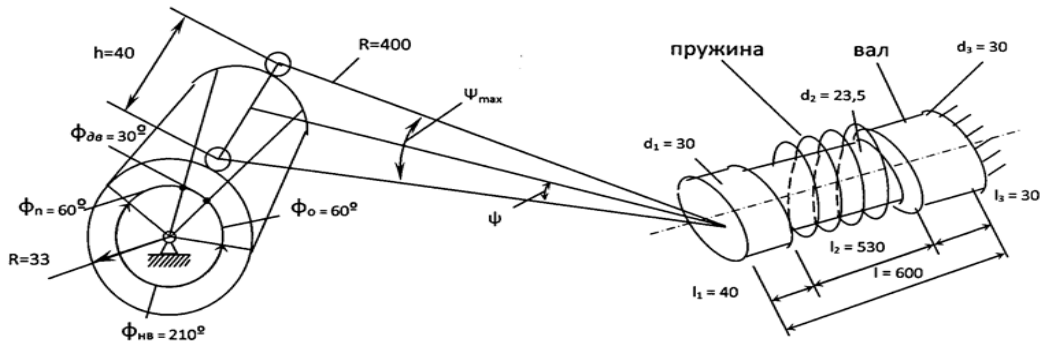


Рис. 4.7. Розрахункова схема механізму

Методика розв'язку рівняння (4.1) приведена в літературі [67]. Застосувавши цю методику, отримано формулу для визначення кутового переміщення коромисла (вала)

$$\psi = \varepsilon_n \left(\frac{t^2}{2} + \frac{\cos \lambda t - 1}{\lambda^2} \right) \pm \frac{m_0}{\lambda^2} (\cos \lambda t - 1). \quad (4.5)$$

Верхній знак перед m_0 відноситься до випадку, коли пружина закручується по ходу навівання, нижній – коли розкручується; $m_0 = C_{np} \cdot \Phi_0$, Φ_0 – кут закручування пружини; ε_n – постійне кутове пришвидження кулачка яке виражається через хід коромисла h і час підйому t_n

$$\varepsilon_n = 2\psi_{max} / t_n^2; \quad (4.6)$$

$$t_n = \Phi_n / \omega_k. \quad (4.7)$$

Кутова швидкість та число обертів кулачка

$$\omega_k = \frac{\pi n_k}{30}; \quad n_k = \frac{n_{дв}}{U_{кп} \cdot U_{чр}}, \quad (4.8)$$

де n_k , $n_{дв}$ – числа обертів кулачка і електродвигуна відповідно; $U_{кп}$, $U_{чр}$ – передавальні числа клинопасової передачі і черв'ячного редуктора.

В нашому випадку маємо: $n_{дв}=1350$ об/хв, $n_k=13,24$ об/хв, $U_{кп}=1,5$; $U_{чр}=68$; $\omega_k=1,4$ рад/с; $t_n=0,75$ с; $\psi_{max}=6^\circ$; $C_s=4300$ Нм; $C_{np}=35$ Нм; $I=0,311$ кгм²; $\lambda=118$ рад/с; $m_0=188$ рад/с² – при $\Phi_0=100^\circ$; $m_0=563$ рад/с² – при $\Phi_0=288^\circ$.

За проведеними розрахунками побудований графік $\psi = f(t)$ (рис. 4.8), з якого видно підтвердження результатів експериментів.

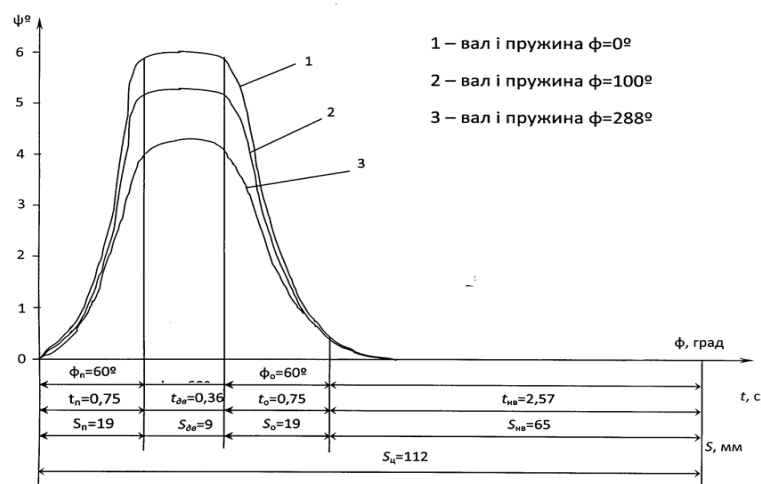


Рис. 4.8. Розрахункові кутові переміщення вала і пружини з'єднання

Результати вимірів при дослідях оформляємо у вигляді графіків, таблиць і фотографій. На рис. 4.8 позначено: ϕ_n , $\phi_{дв}$, ϕ_0 , $\phi_{нв}$ – фази підйому, далекого вистую, опускання і нижнього вистую і відповідні їм часи проходження фаз; S_i – переміщення відповідні фазам на осцилограмах. Осцилограми, отримані дослідним шляхом, підтвердили вплив конструктивних та технологічних факторів на працездатність 3ЗЖ (рис. 4.9).

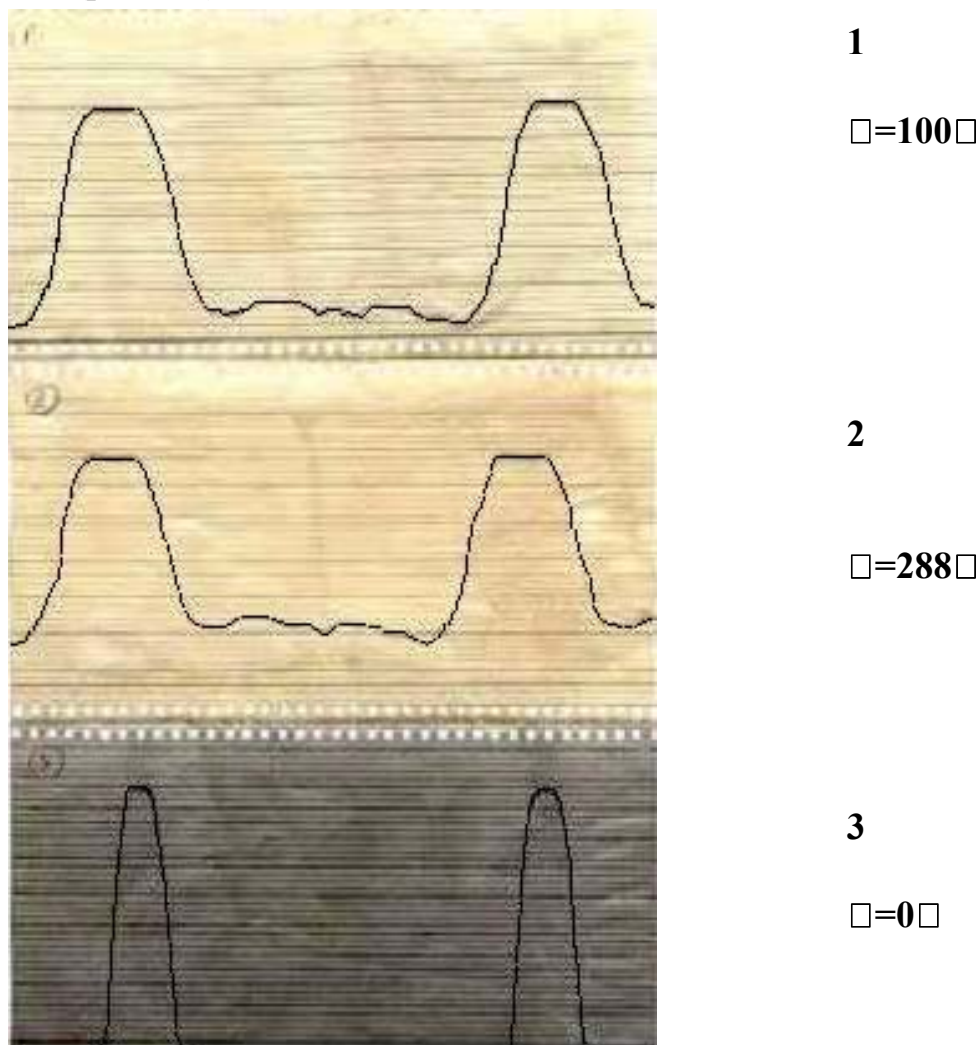


Рис. 4.9. Характерні осцилограми зміни крутних моментів в торсіоні

4.5. Експериментальне визначення жорсткості з'єднання змінної жорсткості

З метою визначення жорсткості нової конструкції з'єднання [101] були проведені дослід. Метою дослідів є визначення залежності крутного моменту від кута закручування торсіону. Досліди проводились на спеціальному стенді (див. рис. 4.2).

Математичну обробку експериментальних даних проведено методом найменших квадратів (МНК) [60; 114].

Алгоритм МНК виконаємо в такій послідовності:

1. Знаходимо середні значення масивів \bar{x} та \bar{y}

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i = \frac{11,68}{12} = 0,973; \quad \bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i = \frac{52,37}{12} = 4,37. \quad (4.9)$$

2. Знаходимо середньоквадратичні вибіркові відхилення

$$S_x = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} = \sqrt{\frac{6,31}{11}} = 0,757; \quad S_y = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2} = \sqrt{\frac{83,87}{11}} = 1,31. \quad (4.10)$$

3. Знаходимо коефіцієнт коваріації

$$q_{xy} = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y}) = \frac{10,75}{11} = 0,977. \quad (4.11)$$

4. Знаходимо коефіцієнт кореляції

$$r = \frac{q_{xy}}{S_x S_y} = \frac{0,977}{0,757 \cdot 1,31} = 0,985. \quad (4.12)$$

5. Знаходимо коефіцієнти рівняння регресії

$$a = \frac{S_y}{S_x} r = \frac{1,31}{0,757} 0,985 = 1,705; \quad (4.13)$$

$$b = \bar{y} - a\bar{x} = 4,37 - 1,705 \cdot 0,973 = 2,712.$$

Прийняті позначення: x_0 - кут закручування торсіону Φ ; y_0 - крутний момент T ; $x_i = \ln x_0$; $y_i = \ln y_0$.

Залежність крутного моменту від кута закручування торсіона носить нелінійний характер, тому за допомогою лінеаризації зведемо нелінійну залежність до лінійної [60].

Емпіричну формулу виберемо такого вигляду:

$$y_0' = b_0 \cdot x_0^a, \quad (4.14)$$

де позначимо: $b_0 = e^b = 2,72^{2,712} = 15,05$.

Відтак, загальний вигляд залежності крутного моменту від кута закручування торсіона буде такий (рис. 4.10)

$$T = 15,05 \Phi^{1,705}. \quad (4.15)$$

Жорсткість торсійної підвіски

$$C = ab_0 x_0^{a-1}, \quad C = 25,66 \Phi^{0,705}. \quad (4.16)$$

Результати вимірів крутних моментів в залежності від кутів закручування торсіона занесено в табл. 4.1.

Таблиця 4.1

Результати математичної обробки даних експерименту

№ з/П	x_0	y_0	x_i	y_i	$x_i - \bar{x}$	$(x_i - \bar{x})^2$	$y_i - \bar{y}$	$(y_i - \bar{y})^2$	$(x_i - \bar{x}) \cdot (y_i - \bar{y})$	y'_0
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	0,5	7	-0,693	1,95	-1,67	2,78	-2,42	5,86	4,04	4,7
2	1	12	0	2,49	-0,973	0,95	-1,88	3,54	1,83	15
3	1,5	21	0,405	3,05	-0,57	0,325	-1,32	1,74	0,75	30
4	2	48	0,693	3,87	-0,28	0,08	-0,5	0,25	0,14	49,3
5	2,5	57	0,917	4,05	-0,056	0,003	-0,32	0,103	0,018	72
6	3	87	1,1	4,47	0,27	0,016	0,1	0,01	0,013	98,4
7	3,5	120	1,253	4,79	0,28	0,08	0,42	0,18	0,12	128
8	4	167	1,39	5,12	0,42	0,18	0,75	0,56	0,315	161
9	4,5	230	1,5	5,44	0,53	0,28	1,07	1,15	0,57	197
10	5	280	1,61	5,64	0,64	0,406	1,27	1,61	0,81	235
11	5,5	300	1,705	5,7	0,73	0,54	1,33	1,77	0,97	277
12	6	330	1,79	5,8	0,82	0,67	1,43	2,05	1,17	321
Σ	—	—	11,68	52,37	—	6,31	—	18,83	10,75	—

Для встановлення закономірності зміни жорсткості нових конструкцій з'єднань від конструкції, геометричних параметрів і матеріалу його елементів були проведені експерименти на випробувальній машині КМ-50-1 дослідного зразка ЗЗЖ [103].

Були розроблені програма і методика проведення дослідів.

На основі проведених теоретичних і експериментальних досліджень побудовані графіки залежності крутного моменту ЗЗЖ від кута закручування торсіону (рис. 4.11). Відхилення дослідних значень від теоретичних не перевищує 8%.

Із графіка (рис. 4.12) видно, що зі зміною діаметра торсіону з'єднання від 12 до 19мм відбувається збільшення жорсткості з'єднання в межах 1,25-3,35 рази. При спільній роботі всіх елементів з'єднання (торсіон – трубки – втулки) збільшення жорсткості становить 2,1-3,25 рази в порівнянні з випадком, коли працює один елемент (торсіон), причому діапазон зміни жорсткості найбільший для з'єднання з торсіоном діаметром $d_t = 12$ мм (рис. 4.13).

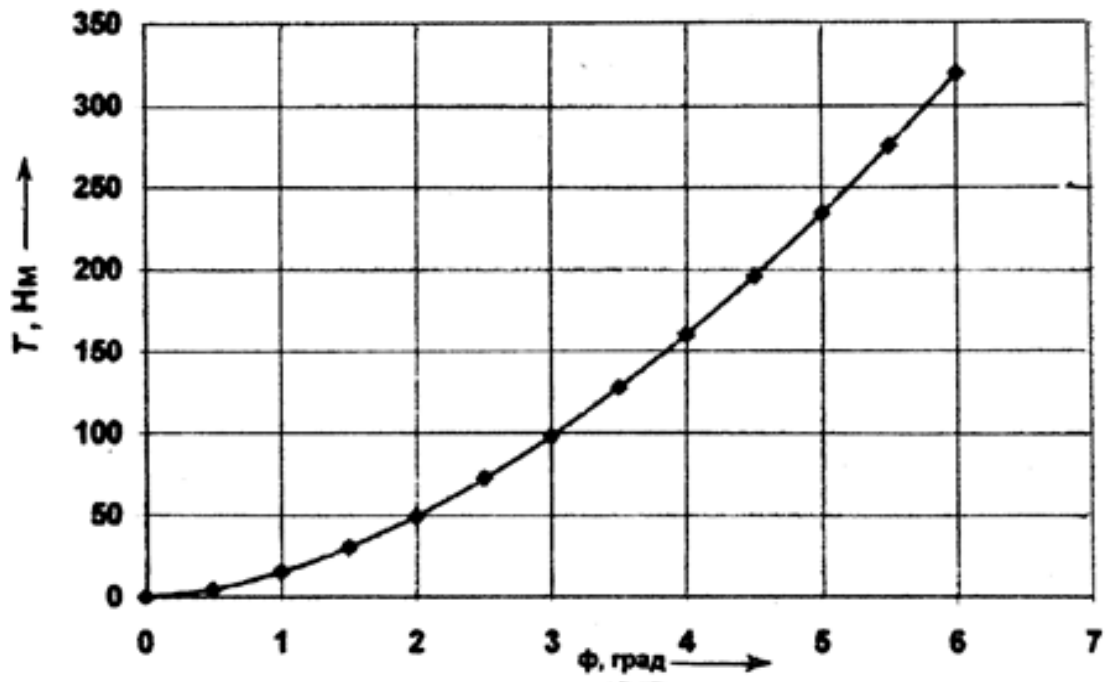


Рис. 4.10. Графік залежності крутного моменту ЗЗЖ від кута закручування торсіону

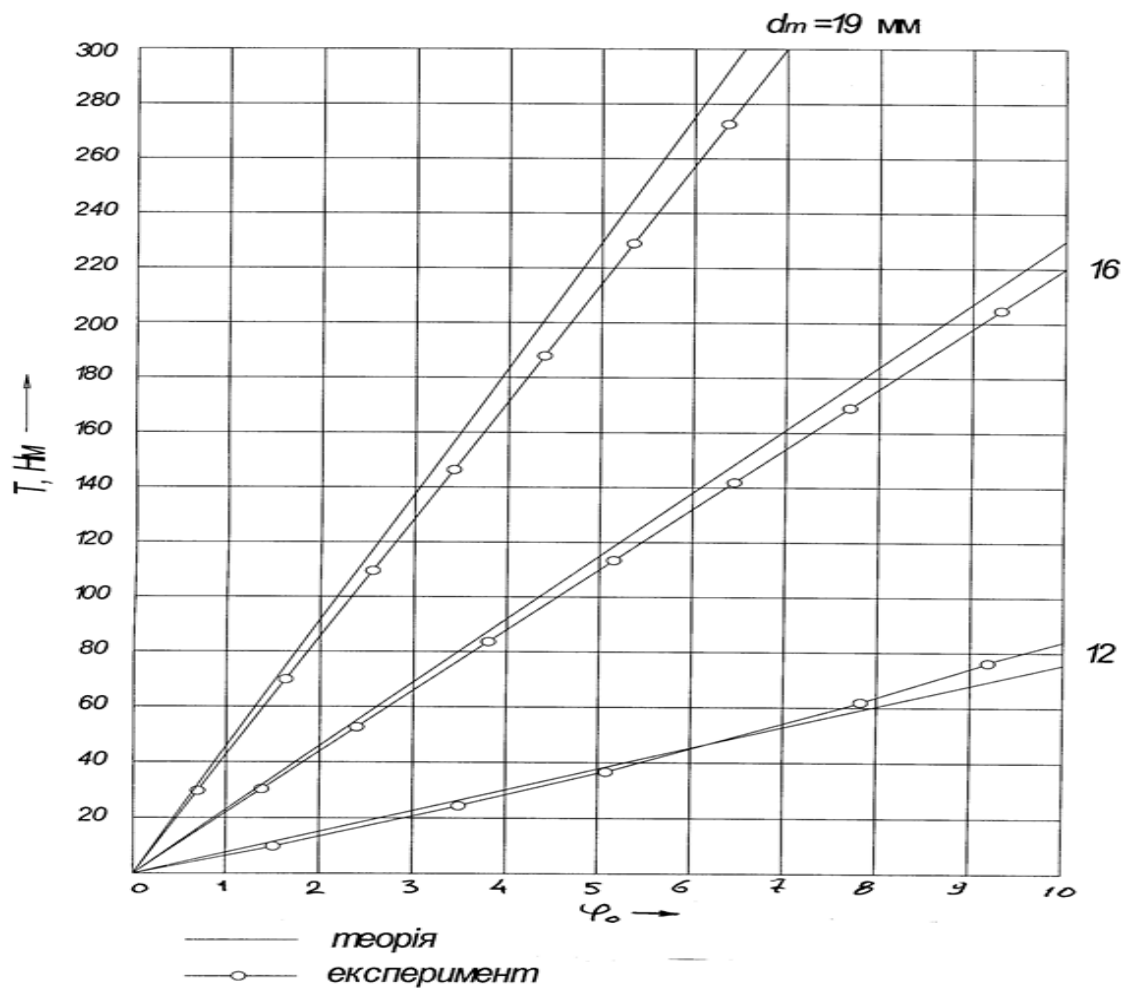


Рис. 4.11. Графік залежності крутного моменту ЗЗЖ від кута закручування торсіону: T – крутний момент; ϕ_0 – кут закручування; d_m – діаметр торсіону

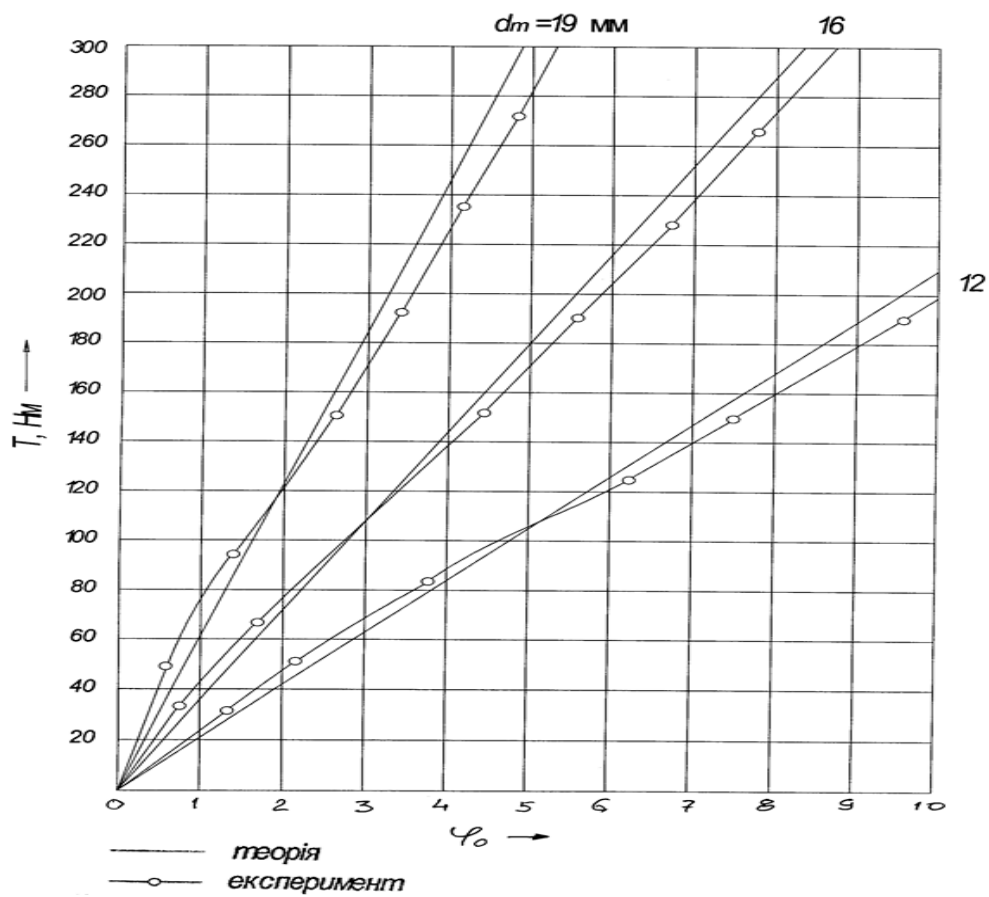


Рис. 4.12. Графік залежності крутного моменту ЗЗЖ від кута закручування торсіону: T – крутний момент; φ_0 – кут закручування; d_m – діаметр торсіону

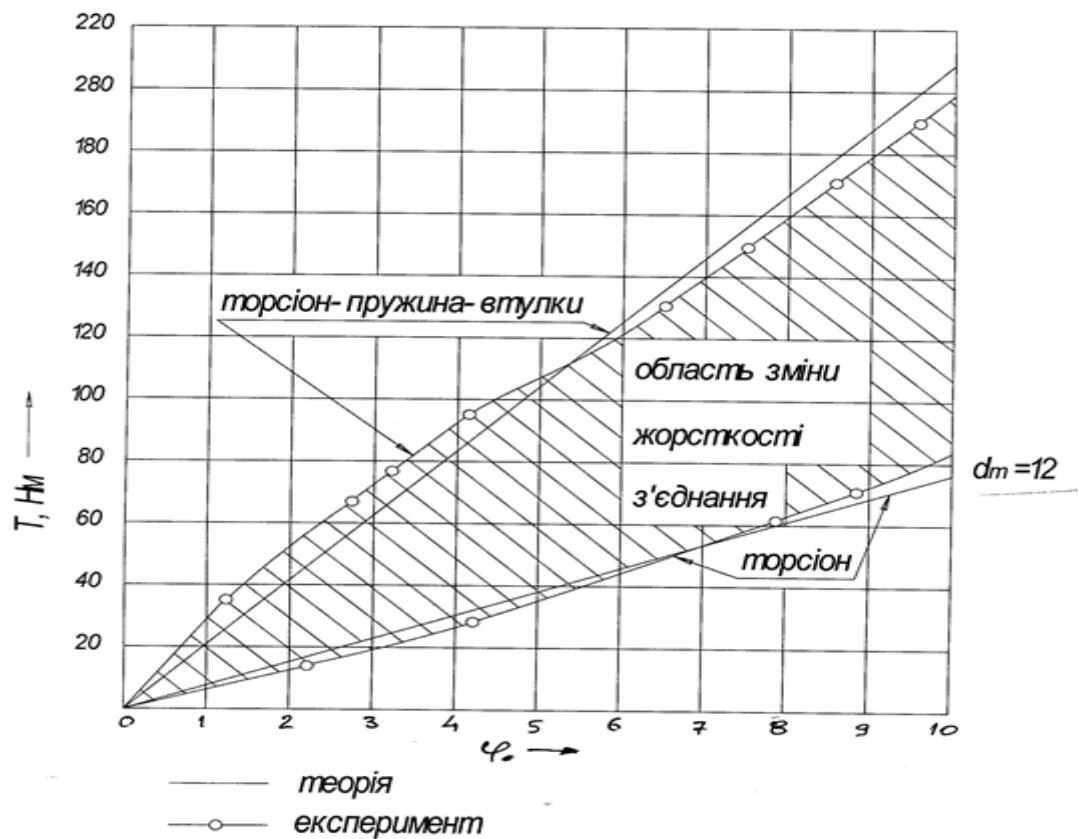


Рис. 4.13. Графік зміни жорсткості ЗЗЖ: T – крутний момент; φ_0 – кут закручування; d_m – діаметр торсіону

ВИСНОВКИ

Відповідно до поставленої мети та завдань розв'язано актуальну та важливу науково-технічну задачу підвищення працездатності з'єднань розробкою нових конструкцій ЗЗЖ і отримані такі основні результати:

1. На основі аналізу сучасного стану досліджень з'єднань змінної жорсткості по літературних джерелах показано, що сучасні конструкції з'єднань змінюють пружні характеристики в обмеженому діапазоні, приблизно 10-15%; пневматичні і гідропневматичні пружні елементи, які використовуються як підвіски машин, мають широкий діапазон зміни жорсткісних параметрів, однак вони складні у виготовленні, недовговічні і ненадійні при експлуатації машин в складних дорожніх умовах, тому постає завдання вдосконалення конструкцій ЗЗЖ.
2. Результати системного аналізу теоретичних і експериментальних досліджень показують, що напрямки вдосконалення конструкцій ЗЗЖ є такими: застосування пружних елементів з нелінійними характеристиками; поетапне приєднання до роботи з'єднання додаткових пружних елементів; застосування регулюючих пристроїв для зміни жорсткісних параметрів з'єднання в більш широких діапазонах приблизно 15-30%. Вибрані напрямки визначили мету і задачі досліджень.
3. Запропоновані нові конструкції ЗЗЖ захищені патентами України, які дозволяють змінювати жорсткісні параметри в межах 1,2 до 1,6 рази від номінальних за рахунок попереднього навантаження і добору комбінацій пружних елементів, при діапазонах коефіцієнтів розподілу навантаження між елементами від 0,5 до 0,9 і відношеннях жорсткісних параметрів від 0,1 до 1.
4. Розроблений новий метод визначення раціональних параметрів пружних елементів нових конструкцій ЗЗЖ із врахуванням матеріалу, термообробки, умов міцності, жорсткості та конструктивних вимог на основі необхідних умов оптимальності (Куна-Такера). Результати досліджень представлені у вигляді номограм, що дозволяє розв'язувати багатоваріантні задачі безпосередньо на практиці при визначенні раціональних параметрів пружних елементів з'єднань.
5. Отримані аналітичні залежності для розрахунку деталей нових конструкцій на міцність, витривалість і жорсткість на основі методів теорії пружності дають змогу обґрунтовано вибрати геометричні параметри деталей з врахуванням конструктивних норм.
6. Експериментальні дослідження нової конструкції ЗЗЖ показали доцільність її використання в машинах. Встановлено, що діапазони зміни зведеної жорсткості 1,2...3,2 рази більші в порівнянні із з'єднаннями з постійним значенням. Проведені експерименти підтвердили адекватність запропонованих математичних моделей реальним процесам в конструкціях ЗЗЖ. Відхилення результатів експериментів і теорії становлять 7...11%. Запропонована інженерна методика вибору конструктивних параметрів деталей підвісок автомобіля ЛУАЗ-1301: пружини із змінним кроком, що дозволяє отримати прогресивну характеристику підвіски.

ЛІТЕРАТУРА

1. Автомобили: конструкция, конструирование и расчет : учеб. пособие для вузов / А. И. Гришкевич, Д. М. Ломако, В. П. Автушко и др. Мн. : Выш. шк., 1987. 200 с.
2. Автомобильный транспорт. *Сборник науч. трудов*. Харьков : ХНАДУ, 2007. Вып. 21. 141 с.
3. Акопян Р. А. Пневматическое поддрессирование автотранспортных средств. *Вопросы теории и практики*. Львов : Изд-во Львов. ун-та, 1979. Т. 1. 218 с.
4. Антонюк Е. Я. Динамика механизмов переменной структуры. К. : Наукова думка, 1988. 184 с.
5. Анурьев В. И. Справочник конструктора – машиностроителя. В 3 т. М. : Машиностроение, 1979. Т. 1. 728 с.; Т. 2. 559 с.; Т. 3. 557 с.
6. А. с. 1348235 СССР, МКИ³ В60G 11/10. Упругое устройство подвески транспортного средства / Б. В. Коломинов. № 3622500/40-11 ; заявл. 13.07.83 ; опубл. 30.10.87, Бюл. № 40.
7. А. с. 1243962 СССР, МКИ³ В60G 11/24. Упругий элемент подвески транспортного средства / Н. А. Альтман. № 3845964/27-11 ; заявл. 21.01.85 ; опубл. 15.07.86, Бюл. № 26.
8. А. с. 975462 СССР, МКИ³ В60G 11/18. Торсионная подвеска транспортного средства / В. М. Юрин. № 2926446/27-11 ; заявл. 19.05.80 ; опубл. 23.11.82, Бюл. № 43.
9. А. с. 698786 СССР, МКИ³ В60G 11/18. Подвеска колеса транспортного средства / Э. П. Степанченко. № 2482747/27-11 ; заявл. 10.05.77 ; опубл. 25.11.79, Бюл. № 43.
10. А. с. 515668 СССР, МКИ³ В60G 11/18. Торсионная подвеска транспортного средства / Б. В. Соболев. № 1924821/11 ; заявл. 29.05.73 ; опубл. 30.05.76, Бюл. № 20.
11. Бабак В. П., Марченко Б. Г., Фриз М. Є. Теорія ймовірностей, випадкові процеси та математична статистика : підручник. К. : Техніка, 2004. 288 с.
12. Строительные машины : справочник / В. А. Бауман, И. А. Васильев, В. А. Васильченко и др. / под ред. В. А. Баумана. М. : Машиностроение, 2000. Т. 1. 502 с.
13. Белик В. Г. Технический уровень машин и аппаратов: пути его повышения. К. : Техніка, 1991. 200 с.
14. Белоусов Б. Н., Меркулов Н. В., Федотов Н. В. Управляемые подвески автомобилей. *Автомоб. пром-сть*. 2004. № 1. С. 23–27.
15. Бояршинов С. В. Основы строительной механики машин : учеб. пособ. для студентов вузов. М. : Машиностроение, 1973. 456 с.
16. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний : учебник для вузов. М. : Высш. шк., 1980. 408 с.
17. Биргер И. А., Йосилевич Г. Б. Резьбовые и фланцевые соединения. М. : Машиностроение, 1990. 287 с.
18. Бусел Б. У. Микропрофили дорог в карьерах. *Автомоб. пром-сть*. 2003. № 9. С. 9–12.

19. Василенко М. В., Алексейчук О. М. Теорія коливань і стійкості руху. К. : Вища шк., 2004. 525 с.
20. Вахламов В. К. Автомобили: эксплуатационные свойства. 3-е изд. М. : Издательский центр «Академия», 2007. 240 с.
21. Вахламов В. К., Шатров М. Г., Юрчевский А. А. Автомобили: теория и конструкция автомобиля и двигателя. М. : Издательский центр «Академия», 2003. 816 с.
22. Вахламов В. К. Подвижной состав автомобильного транспорта. М. : Издательский центр «Академия», 2003. 480 с.
23. Вахламов В. К. Техника автомобильного транспорта: подвижной состав и эксплуатационные свойства. М. : Издательский центр «Академия», 2004. 528 с.
24. Вавилов А. В., Малащенко В. А., Николайчук В. В. Обоснование конструктивных параметров деталей новых соединений переменной жесткости. *Автомобильные дороги и мосты*. 2013. № 2 (12). С. 63–67.
25. Вильсон К. Автоэнциклопедия / пер. с англ. М. : Росман, 2004. 576 с.: ил.
26. Вікович І. А., Дубневич О. М., Черевко Ю. М. Віброзахист вантажів під час їх транспортування. *Вісник Нац. уні-ту «Львівська політехніка»*. Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. 2008. № 613. С. 85–89.
27. Вульфсон Й. Й. Колебания машин с механизмами циклового действия. Л. : Машиностроение. Ленинградское отделение, 1990. 309 с.
28. Гаврильченко О. В., Ланець О. С., Гурський В. М., Шпак Я. В. Оптимізація конструктивних параметрів вертикальної пружної системи вібраційної машини з просторовим рухом робочого органу. *Вісник Нац. уні-ту «Львівська політехніка»*. Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. 2006. № 560. С. 47–53.
29. Методика розрахунку комбінованої вертикальної пружної системи резонансної вібраційної притиральної машини з кутовими коливаннями притира / О. В. Гаврильченко, О. С. Ланець, В. М. Гурський, Я. В. Шпак. *Машинознавство*. 2004. № 2 (80). С. 30–41.
30. Гевко Б. М., Гевко І. Б., Радик Д. Л. Технологія сільськогосподарського машинобудування : підруч. К. : Кондор, 2006. 496 с.
31. Гевко Б. М., Рогатынский Р. М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. Львов : Выща шк., 1989. 176 с.
32. Гащук П. Н., Малащенко В. В. Аналіз залежності обертового моменту від конструктивних параметрів запобіжних муфт. *Динаміка, міцність та проектування машин і приладів* : зб. наук. праць / відп. ред. І. В. Кузьо. Львів : Львівська політехніка, 2010. № 678. С. 20–25.
33. Гомішін І. Я. Характеристика динамічної крутильної жорсткості пневматичних пружних муфт. *Машинознавство*. 2002. № 11 (65). С. 37–40.
34. Гладков Г. И., Лобанов М. Н. О параметрах подвески многоосного автомобиля. *Автомоб. пром-сть*. 2003. № 8. С. 6–9.

35. Глінченко Л. К., Сухонос О. Г. Основи моделювання технічних систем : навч. посіб. Львів : Видавництво «Бескид Біт», 2003. 176 с.
36. Григорьев А. М. Винтовые конвейеры. М. : Машиностроение, 1972. 182 с.
37. Гутиря С., Сидоренко І. Проходження резонансу в механічній системі з комбінованою характеристикою зведеної жорсткості. *Машинознавство*. 2007. № 12 (128). С. 24–28.
38. Дербаремдикер А. Д. Амортизаторы транспортных машин. 2-е изд., перераб. и доп. М. : Машиностроение, 1985. 200 с.
39. Дементьев Ю. В., Дементьев Ю. В. САПР в автомобиле-тракторостроении учебник / под общ. ред. В. М. Шарипова. М. : Академия. 2004. 224 с.
40. Динамика машин и управление машинами : справочник / В. К. Асташев, В. И. Бабицкий, И. И. Вульфсон и др. / под ред. Г. В. Крайнина. М. : Машиностроение, 1988. 240 с.: ил.
41. Дівесєв Б. М. Обґрунтування динамічних характеристик конструкцій машин з урахуванням напружено-деформівного стану тонкостінних шаруватих елементів : автореф. дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.02.09. Львів : 2003. 20 с.
42. Дракин Г. В., Большаков В. И. Определение оптимальных параметров предварительно нагруженных торси онов. *Детали машин* : Респ. межвед. науч.-техн. сб. К. : Техника, 1984. Вып. 39. С. 44–47.
43. Зінько Р. В. Обґрунтування конструктивних та експлуатаційних параметрів і характеристик мобільних машин із змінюваним центром мас : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02. *Машинознавство*. Нац. ун-т «Львівська політехніка». Львів : 2002. 18 с.
44. Калинин С. Г., Гарасюк Е. М., Стрелец В. Н. О работе комбинированного соединения с натягом, нагруженного крутящим моментом. *Детали машин* : Респ. межвед. науч.-техн. сб. К. : Техника, 1978. Вып. 27. С. 16–19.
45. Калинин С. Г., Малащенко В. А. Динамика механизмов при подъеме высотных сооружений. Львов : Вища шк., издательство при Львовском ун-те, 1981. 108 с.
46. Керницький І. С. Науково-прикладні основи проектування та підвищення ефективності роботи пружних і демпфувальних елементів систем піддресорування колісних машин : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.02.02. Національний університет «Львівська політехніка». Львів : 2001. 36 с.
47. Кислий О., Дутчак Б., Гуда О. Нестационарные колебания системы переменной массы либо жесткости. *Машинознавство*. 2003. № 8 (74). С. 15–19.
48. Кислий О., Дутчак Б., Римарук Т. Вимушені коливання механічних систем зі змінними параметрами. *Машинознавство*. 2006. № 7 (109). С. 38–42.
49. Калинин С. Г., Гарасюк Е. М., Стрелец В. Н. Теоретические исследования напряженного состояния комбинированных соединений с натягом. *Доклады и научные сообщения* : сб. Львовского политехнического ин-та, изд. объедин. «Вища школа» 1978. № 9. С. 14–16.

50. Кіндрацький Б. І. Багатокритеріальний структурно-параметричний синтез машинобудівних конструкцій : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.02.02. Національний університет «Львівська політехніка». Львів : 2004. 34 с.
51. Кіндрацький Б. І., Бурковський А. С. Динаміка приводу з пружно-запобіжною муфтою у перехідних режимах роботи. *Вісник Нац. ун-ту «Львівська політехніка». Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні*. Львів, 2008. № 613. С. 115–125.
52. Кіндрацький Б., Павлище В., Предко Р. Ресурс привідних пасів в автоматично регульованих клинопасових передачах. *Машинознавство*. 2004. № 6 (108). С. 40–43.
53. Кіндрацький Б. І. Структурно-параметричний синтез машинобудівних конструкцій в умовах невизначеності ситуації. *Актуальні задачі механіки неоднорідних структур* : тези доповідей п'ятого Українсько-польського наукового симпозіуму. Львів : ЛНУ, 2003. С. 64–65.
54. Кіндрацький Б. Сулим Г. Сучасний стан і проблеми багатокритеріального синтезу машинобудівних конструкцій. *Машинознавство*. 2002. № 10 (64). С. 26–40.
55. Кіндрацький Б. І., Шпак О. О. Алгоритм і оптимізаційна математична модель багатокритеріального структурно-параметричного синтезу запобіжних муфт. *Вісник Нац. ун-ту «Львівська політехніка». Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні*. Львів, 2008. № 613. С. 126–132.
56. Кіндрацький Б. І., Шпак О. О. Конструкція та розрахунок кулькової запобіжної муфти з блокувальним пристроєм силового типу. *Машинознавство*. 2008. № 3 (129). С. 37–41.
57. Кодра Ю. В., Стоцько З. А. Технологічні машини. Розрахунок і конструювання : навч. посібник / за ред. З. А. Стоцька. Львів : Видавництво «Бескид Біт», 2004. 466 с.
58. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. М. : Наука, 1974. 832 с.
59. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости : учебник для вузов / Н. Ф. Бочарев, И. С. Цитович, А. А. Полнугян и др. ; под общ. ред. Н. Ф. Бочарева, И. С. Цитовича. М. : Машиностроение, 1983. 299 с.
60. Кравець С. В., Лук'янчук О. П., Тимейчук О. Ю. Дослідження робочих процесів машин і методи оптимізації : навч. посібник. Рівне : НУВГП, 2011. 240 с.
61. Кузнєцов В. А., Дьяков И. Ф. Конструирование и расчет автомобиля. Подвеска автомобиля. Ульяновск : УлГТУ, 2003. 64 с.
62. Кузьо І. В., Онищенко В. В. Аналіз і вдосконалення конструкцій віброзахисних пристроїв. *Вісник Нац. ун-ту «Львівська політехніка». Динаміка, міцність та проектування машин і приладів*. 2005. № 539. С. 41–45.

63. Кузьо І., Сокіл Б. Поперечні хвилі в рухомих одновимірних нелінійно-пружних системах і методи їх дослідження. *Машинознавство*. 2003. № 6 (72). С. 11–15.
64. Кукляк М., Гаврилов Г. Класифікація пружних елементів, що працюють в умовах кручення. *Машинознавство*. 2004. № 7 (85). С. 40–43.
65. Кукляк М. Л. Науково-прикладні основи забезпечення довговічності пружних елементів транспортних машин технологічними методами : автореф. дис. ... д-ра техн. Наук : 05.02.08. Національний університет «Львівська політехніка». Львів : 1998. 32 с.
66. Ланець О. С. Узагальнення розрахунків на жорсткість та міцність резонансних пружних систем вібраційних машин з простим рухом робочого органа. *Вісник Нац. ун-ту «Львівська політехніка». Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні*. Львів. 2008. № 613. С. 139–154.
67. Левитский Н. И. Колебания в механизмах : учеб. пособие для втузов. М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. 336 с.
68. Литвинов А. С., Фаробин Я. Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств : учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». М. : Машиностроение, 1989. 240 с.
69. Ловейкін В. С., Демідас С. В. Продовження експлуатації баштових кранів. *Будівництво України*. 2000. № 2. С. 40–42.
70. Малащенко В. О., Матвіїв Б. Т. Спеціальні нарізові з'єднання : монографія. Рівне : НУВГП, 2010. 76 с.
71. Малащенко В. О., Коруняк П. С., Ніщенко Ч. Ш. Проектування та розрахунок муфти із зіркоподібним пружним елементом. *Вісник Нац. ун-ту «Львівська політехніка». Динаміка, міцність та проектування машин і приладів*. 2008. № 614. С. 107–111.
72. Малащенко В. О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків : навч. посіб. 2-ге вид., перероб. і доп. Львів : Видавництво Нац. ун-ту «Львівська політехніка», 2009. 208с.
73. Малащенко В. О., Ніколайчук В. В. Обґрунтування раціональних параметрів пружних елементів машин. *10-й Міжнародний симпозіум Українських інженерів-механіків у Львові (25-27 травня 2011)*. Львів : 2011. С. 401.
74. Малащенко В. О., Сороківський О. І. Навантаження півмуфт кулькової муфти вільного ходу зосередженою осьовою силою. *Машинознавство*. 2002. № 3 (57). С. 46–48.
75. Малащенко В. О., Ніколайчук В. В. Оптимізація конструктивних параметрів з'єднань змінної жорсткості транспортних засобів. *Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування : Всеукраїнська науково-практична конференція*. Херсон. 2012. С. 105–109.
76. Малащенко В. О., Стрілець О. Р. Про будову, роботу та напружений стан з'єднання напівпружною призматичною шпонкою. *Вісник НУВГП. Технічні науки : зб. наук. праць*. Рівне : 2012. Вип. 4 (60). С. 144–151.

77. Малащенко В. О., Стрілець О. Р., Стрілець В. М. Навантаження та деформації призматичних шпонок з пружними вставками. *Вісник Нац. ун-ту «Львівська політехніка». Динаміка, міцність та проектування машин і приладів*. 2011. № 701. С. 69–74.
78. Малащенко В. А., Николайчук В. В. Основной принцип создания новых конструкций соединений переменной жесткости. *Системы. Методы. Технологии*. Братск, 2013. № 4(20). С. 53–58.
79. Малащенко В. О., Стрілець О. Р., Стрілець В. М. Методика експериментального дослідження динаміки шпонкових з'єднань під час періодичного навантаження. *Вісник Нац. ун-ту «Львівська політехніка». Динаміка, міцність та проектування машин і приладів*. 2013. № 759. С. 59–64.
80. Мартинців М. П., Сологуб Б. В., Матіїшин М. В. Динаміка та надійність підвісних канатних систем. Львів : Видавництво «Львівська політехніка». 2011. 188 с.
81. Мац. В. Й., Голендер В. А. Вопросы оптимизации параметров муфты с радиальными пакетами пружин с учетом ее статистической характеристики. *Детали машин* : Респ. межвед. науч.-техн. сб. К. : Техника, 1983. Вып. 36. С. 45–49.
82. Мельников А. А. Теория автоматического управления техническими объектами автомобилей и тракторов : учеб. пособие. М. : Академия, 2003. 280 с.
83. Морачковский О. К. Динамика и прочность машин. Харьков : Издательство Национального технического ун-та, 2004. 191 с.
84. Назаренко І. І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії : навч. посіб. Київ : КНУБА, 2007. 230 с.
85. Назаренко І. І., Туманська О. В. Машини і устаткування підприємств будівельних матеріалів. Конструкції та основи експлуатації : підручник. Київ : Вища школа, 2004. 590 с.
86. Назаренко І. І., Німко Ф. О. Вантажопідіймальна техніка (конструкції, ефективно використання, сервіс) : навч. посіб. Київ : В. Д. «Слово», 2010. 400 с.
87. Николайчук В. В. Визначення жорсткості торсіонної підвіски удосконаленої конструкції. *Вісник НУВГП*. Рівне : НУВГП, 2003. Вип. 1(17). С. 93–101.
88. Николайчук В. В. Визначення характеристик систем підресорення транспортних засобів, які експлуатуються в складних умовах. *Вісник НУВГП*. Рівне, 2006. Вип. 3(35). С. 76–81.
89. Николайчук В. В. Експериментальне дослідження системи підресорення транспортних засобів. *Вісник НУВГП*. Рівне, 2004. Вип. 4(28). С. 19–23.
90. Николайчук В. В. Методика розрахунку нової конструкції підвіски транспортних засобів, які експлуатуються в складних умовах. *Вісник НУВГП*. Рівне, 2005. Вип. 2(30). С. 176–185.
91. Николайчук В. М., Николайчук В. В. Оптимальне проектування деталей торсіонної підвіски удосконаленої конструкції. *9-й Міжнародний симпозиум*

Українських інженерів-механіків у Львові. (20-22 травня 2009). Львів, 2009. С. 174.

92. Ніколайчук В. В. Оптимальне проектування циліндричних пружин із змінним кроком підвісок транспортних засобів. *Матеріали дванадцятої наукової конференції Тернопільського державного технічного ун-ту імені Івана Пулюя.* Тернопіль, 2008. С. 78.
93. Ніколайчук В. М., Тимейчук О. Ю., Ніколайчук В. В. Визначення вертикальних коливань транспортних засобів при переїзді перешкод. *Вісник НУВГП* : зб. наук. праць. Рівне, 2009. Вип. 1(45). С. 194–199.
94. Ніколайчук В. М., Тимейчук О. Ю., Ніколайчук В. В. Моделювання вертикальних коливань вузлів транспортних засобів при переїзді перешкод. *Вісник НУВГП* : зб. наук. праць. Рівне, 2009. Вип. 1 (45). С. 200–206.
95. Ніколайчук В. В., Тимейчук О. Ю. Оптимізація конструктивних параметрів деталей підвісок зі змінною жорсткістю. *Вісник НУВГП* : зб. наук. праць. Рівне : НУВГП, 2010. Вип. 1 (46). С. 92–98.
96. Ніколайчук В. М., Ніколайчук В. В. Обґрунтування раціональних параметрів пружних елементів підвісок з регульованою жорсткістю. *Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій* : 2-а Міжнародна науково-технічна конференція (11-13 листопада 2010). Львів : 2010. С. 151–152.
97. Ніколайчук В. В., Тимейчук О. Ю. Методика розрахунку деталей нової конструкції з'єднання змінної жорсткості. *Вісник НУВГП.* Рівне : НУВГП, 2018. Вип. 1(81). С. 183–193.
98. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин : підручник. 2-е вид., випр. Львів : Афіша, 2003. 560 с.
99. Пановко Я. Г. Введение в теорию механических колебаний. М. : Наука, 1991. 205 с.
100. Підвіска колеса транспортного засобу : пат. на корисну модель 38986 Україна : МПК В60G11/50, № 2000127342 ; заявл. 20.12.2000 ; опубл. 15.01.2004, Бюл. № 1.
101. Підвіска колеса транспортного засобу : пат. на корисну модель 4884 Україна : МПК В60G11/50, № 20040503638 ; заявл. 17.05.2004 ; опубл. 15.02.2005, Бюл. № 2.
102. Підвіска колеса транспортного засобу : пат. на корисну модель 40776 Україна : МПК В60G11/50, № у 200813304; заявл. 17.11.2008; опубл. 27.04.2009, Бюл. № 1.
103. Підвіска колеса транспортного засобу : пат. на корисну модель 71174 Україна : МПК В60G 11/00, № у 201113581 ; заявл. 18.11.2011 ; опубл. 10.07.2012, Бюл. № 13.
104. Підвіска колеса транспортного засобу : пат. на корисну модель 64562 Україна : МПК В60G11/50, № у 201104826 ; заявл. 19.04.2011 ; опубл. 20.11.2011, Бюл. № 21.

105. З'єднання змінної жорсткості : пат. на корисну модель 84179 Україна : МПК В60G11/50, № у 201305190 ; заявл. 22.04.2013 ; опубл. 10.10.2013, Бюл. № 19.
106. З'єднання змінної жорсткості : пат. на корисну модель 117394 Україна : МПК В60G11/50, № у 201700123 ; заявл. 03.01.2017 ; опубл. 26.06.2017, Бюл. № 12.
107. З'єднання змінної жорсткості : пат. на корисну модель 129126 Україна : МПК В60G11/50, № у 201803303 ; заявл. 29.03.2018 ; опубл. 25.10.2018, Бюл. № 20.
108. Поляков В. С., Барбаш И. Д. Муфты конструкции и расчет. Л. : Машиностроение, 1973. 336 с.
109. Поляков В. С., Барбаш И. Д., Ряховский О. А. Справочник по муфтам. Л. : Машиностроение, 1979. 351 с.
110. Раймпель Й. Шасси автомобиля / сокр. пер. с нем. В. П. Агапова ; под ред. М. Н. Зверева. М. : Машиностроение, 1983. 356 с.
111. Расчет и проектирование устройств гидравлической струйной техники / В. П. Бочаров, В. Б. Струтинский, В. Н. Бадах, П. П. Таможный. К. : Техника, 1982. 127 с.
112. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. Изд. 3-е, переработ. и доп. М. : Машиностроение, 1972. 392 с.
113. Рогов В. А., Позняк Г. Г. Методика и практика технических экспериментов : учеб. пособие. М. : Академия, 2005. 288 с.
114. Румшиский Л. З. Математическая обработка результатов эксперимента. М. : Наука, 1971. 192 с.
115. Светлицкий В. А. Механика гибких стержней и нитей. М. : Машиностроение, 1978. 222 с.
116. Сидоренко І. Аналіз пружних характеристик нелінійного віброізоляційного пристрою. *Машинознавство*. 2007. № 1 (115). С. 35–40.
117. Сидоренко І., Гутиря С. Основи синтезу нелінійних динамічних віброгасників крутильних коливань. *Машинознавство*. 2010. № 1-2 (85). С. 17–20.
118. Сидоренко И. И. Защита приводов машинных агрегатов от динамических нагрузок с помощью муфты управляемой жесткости. *Детали машин* : Респ. межвед. науч.-техн. сб. К. : Техника, 1990. Вып.50. С. 77–81.
119. Сидоренко І. Перехідний процес у системі і з механічним зворотним зв'язком. *Машинознавство*. 2007. № 9 (123). С. 29–33.
120. Сітовський О. П. Підвищення техніко-експлуатаційних властивостей легкових автомобілів малого класу підвищеної прохідності шляхом оптимізації параметрів системи «Двигун - трансмісія» : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.22.02. Національний транспортний ун-т. К. : 2002. 24 с.
121. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин : учеб. для студентов автомобильных специальностей вузов. М. : Машиностроение, 1981. 271 с.
122. Снитко Н. К. Строительная механика : учебник для вузов. 3-е изд., перераб. М. : Высш. шк., 1980. 431 с.

123. Соболев И. М., Статников Р. Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. М. : Наука, 1981. 110 с.
124. Солтус А., Пилипенко В. Створення автомобілів високоефективної прохідності на основі їх модульного конструювання. *Машинознавство*. 2007. № 5 (119). С. 44–47.
125. Стуканов В. А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля : учеб. пособ. М. : Форм, 2007. 368 с.: ил.
126. Сухарев Э. А. Методы моделирования и оптимизации механических систем машин и оборудования : учеб. пособие. Ровно : НУВХП, 2008. 194 с.
127. Сухарев Э. А. Параметрическая оптимизация машин и оборудования : учеб. пособие. Ровно : НУВГП, 2007. 179 с.
128. Сухарев Э. А. Основы динамики подземно-транспортных и дорожно-строительных машин : учеб. пособие. Ровно : НУВХП, 2012. 191 с.
129. Стрелец В. Н. Исследование распределения первоначальных напряжений в комбинированных соединениях с натягом методом фотоупругости. *Доклады и научные сообщения* : в сб. Львовского политехнического ин-та, изд. объедин. «Вища школа». 1976. № 6.
130. Струтинський В. Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки : підручник. Житомир : ЖІТІ, 2001. 612 с.
131. Стутинский В. Б., Кириченко А. М. Теоретичний аналіз жорсткості шести координатного механізму паралельної структури. *Вісник Нац. техн. ун-ту «України» Київський політехнічний інститут. Сер. Машинобудування*. 2009. № 57. С. 12–17.
132. Технічна експлуатація та надійність автомобілів : навч. посіб. / Є. Ю. Формальчик, М. С. Олісевич, О. Л. Мاستикаш, Р.А. Пельо. Львів : Афіша, 2004. 492 с: іл.
133. Тимейчук О. Ю., Ніколайчук В. М., Ніколайчук В. В. Математична оптимізація параметрів систем підресорення транспортних засобів, які експлуатуються в складних умовах. *Вісник НУВГП*. Рівне : НУВГП, 2007. Вип. 4 (40). С. 24–28.
134. Трохимович В. В., Пермяков В. А. Оптимизация металлических конструкций. К. : Вища шк., 1983. 200 с.
135. Устименко В. С., Сингур А. Г., Назаров Н. М., Быкин В. В. Расчет и доводка характеристик системы поддресоривания АТС. *Автомобильная промышленность*. 2002. № 6. С. 18–19.
136. Філіпковський С., Кантор Б. Оптимізація пружно-демпферних систем підвісок агрегатів устаткування літальних апаратів. *Машинознавство*. 2001. № 7 (49). С. 17–20.
137. Філіпковський С., Стрельникова О. Оптимізація нелінійно пружних елементів амортизуючих підвісок агрегатів. *Машинознавство*. 2006. № 1 (103). С. 29–32.
138. Філіпковський С., Шелудько Г. Оптимізація елементів віброзахисту з демпферами сухого тертя. *Машинознавство*. 2003. № 5 (71). С. 30–33.

139. Форнальчик Є., Качмар Р., Терлецький І. Експлуатаційна надійність конструкцій підвісок легкових автотранспортних засобів. *Машинознавство*. 2006. № 4 (106). С. 42–44.
140. Фролов К. В. Методы совершенствования машин и современные задачи машиноведения. М. : Наука, 1984. 178 с.
141. Харченко Є. В., Гаршнев Ю. Г., Колесник К. К. Вплив нелінійних жорсткісних властивостей муфти на перехідні режими роботи привідного модуля. *Technologia i autoryzacja montagu / Dodatek specjalny do № 4 / 1999: Modulowe technologic i konstrukcje w budowie maszyn. II Miedzynarodcwa Iconferecja naukowo-techniczna*. Warszawa : Tekoma. 1999. S. 17–19.
142. Харченко Є. В., Колесник К. К. Ітераційний метод прискореного розрахунку усталених режимів роботи машинних агрегатів. *Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів* : зб. наук. праць. Асоціація «Автобус» Мінполітики України. 2002. Вип. № 6. С. 172–177.
143. Харченко Е. В. Математическая модель нестационарных процессов в электромеханической системе насосного агрегата. *Ogolnopolska Konferencja Maszyn Wlokienniczych i Dzwigowych – Bielsko-Biala*. 1993. S. 27–31.
144. Харченко Е. В., Кычма А. А. Расчет нестационарных процессов электро-механических приводных систем. *Изв. вузов. Машиностроение*. 1986. № 8. С. 62–67.
145. Хог Э., Арора Я. Прикладное оптимальное проектирование: механические системы и конструкции / пер. с англ. М. : Мир, 1983. 478 с.
146. Червоний Б. І. Визначення раціональних параметрів різьбових з'єднань при циклічних навантаженнях : автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02. Львів : Львівський політехнічний ін-т, 1989. 20 с.
147. Яценко Н. Н., Прутчиков О. К. Плавность хода грузовых автомобилей. М. : Машиностроение, 1969. 220 с.
148. Blitzer R. Thinking Mathematically. Clast Manual. Prentice Hall, 2000. 373 s.
149. Clark J., Masetti G. Passenger car fuel economy influence coefficients. SAE – Technical Paper. Ser. № 850525, 1985. 9 p.
150. Dornfeld K. A. Transmission transients produced in range shifting – a digital Computer Simulation. SAE – Preprints 1986, № 710246. 10 p.
151. Lin Y. K., Cai G. O. Probabilistic structural Dynamics. New York : McGraw - Hill, inc, 1995. 474 s.

Наукове видання

*Малащенко Володимир Олександрович
Ніколайчук Валерій Васильович
Тимейчук Орест Юрійович*

З'ЄДНАННЯ ЗМІННОЇ ЖОРСТКОСТІ

Монографія

Друкується в авторській редакції

Технічний редактор

Г. Ф. Сімчук